

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANDRÉ RODRIGUES ALVES

PROF. ORIENTADOR: DR. JOSÉ MARIA SAIZ JABARDO.

1985

new 160

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

SUMÁRIO

Torres de resfriamento são equipamentos que, através de troca de calor e massa com o ar ambiente, promovem o - abaixamento da temperatura da água, geralmente utilizada como meio para remover calor em um processo industrial que necessita de resfriamento, tal como ocorre em usinas termoelétricas, indústrias químicas e refinarias ou em sistemas de refrigeração.

Uma vantagem do desempenho da torre de resfriamento sobre trocadores de calor resfriados a ar é que a temperatura de condensação pode tender para a temperatura de bulbo - úmido ambiente, sempre menor ou igual à temperatura de bulbo seco.

Tendo em vista permitir a análise do funcionamento de uma torre de resfriamento pré-determinada (quer seja de - fluxo cruzado, quer seja de contra-fluxo) em novas condições de funcionamento, distintas das de projeto, basicamente devidas a alterações metereológicas, esse trabalho desenvolveu um programa de computador que prevê as respostas da torre a cada nova situação.

Esse programa de simulação envolve uma série de - conceitos, fundamentos e equações; que foram previamente apresentados para permitir a seu usuário o acesso às hipóteses e às considerações formuladas no seu desenvolvimento.

A partir daí, o programa foi elaborado, as análises relativas à sua utilização foram feitas e suas aplicações discutidas.

E, comparando os resultados obtidos com dados fornecidos por fabricantes, pudemos concluir que esse programa é confiável e pode ser aplicado em análises e projetos de sistemas que envolvem a utilização de torres de resfriamento.

André Rodrigues Alves

1985

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ÍNDICE	Pág.
1. Introdução	1
2. Fundamentos Teóricos.....	14
3. Modelagem das Torres.....	20
3.1- Considerações iniciais.....	21
3.2- Análise da Torre de Contra-Fluxo.....	21
3.3- Análise da Torre de Fluxo-Cruzado.....	27
3.4- Definição da Operação da Torre - <u>Consi</u> <u>derações</u> para Simulação.....	31
4. Desenvolvimento do Programa.....	34
4.1- Definição Numérica da Curva de Equilí- brio.....	35
4.2- Determinação Numérica do NUT e do Parâ- metro $h_c A / C_{p_u}$ para Torres de Contra - Fluxo.....	38
4.3- Determinação Numérica da Temperatura - de Saída da Água para Torres de Fluxo - Cruzado.....	40
4.4- Análise da Variação dos Parâmetros da - Torre (NUT e UA / C_{p_u}) em Função das Variá- veis de Funcionamento	46
4.5- Definição dos Algoritmos de Simulação...	49
4.6- Definição das Constantes do Programa....	59

	Pág.
5. Análise Finais e Conclusões.....	61
5.1- Considerações Iniciais.....	62
5.2- Verificação dos Resultados.....	63
5.3- Exemplos de Aplicação.....	64
5.4- Conclusões.....	64
Referências Bibliográficas.....	65
Anexos.....	67

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

1 - INTRODUÇÃO

1. INTRODUÇÃO.

A remoção de calor é fundamental na maioria dos processos industriais, tal como ocorre em usinas termoeletricas, industriais químicas e refinarias ou em sistemas de ar condicionado.

A água tem se mostrado o meio mais conveniente para proceder essa remoção e, quando a quantidade de água de refrigeração é grande, torna-se necessário seu resfriamento e um posterior reaproveitamento.

Os processos de resfriamento de água estão entre os mais antigos que o homem conhece. Alguns desses processos são lentos, como o resfriamento de água na superfície de uma piscina; outros são comparativamente rápidos, como o borramento de água no ar. Todos esses processos, porém, consistem na exposição da superfície da água ao ar, em diferentes graus.

O equipamento industrial mais comum encontrado para a remoção de calor da água é a torre de resfriamento, cujo uso cresceu enormemente nos últimos vinte anos devido a escassez de água fria e a impossibilidade de seu uso ilimitado como refrigerante.

Demonstra-se que a temperatura da água de refrigeração disponível é um fator econômico importante no projeto das modernas indústrias químicas e nas usinas de potência. Numa planta química, ela fixa a pressão de operação nos condensadores dos processos de evaporação e destilação e, consequentemente, nos equipamentos precedentes. Numa usina de potência, ela fixa a pressão de operação da descarga da turbina ou da máquina e a ulterior recuperação de calor. Por essas e outras razões vitais, o estudo da torre de resfriamento e da temperatura da água que ela torna disponível é de grande importância no planejamento de um processo.

As torres de resfriamento modernas são classificadas de acordo com o processo de fornecimento de ar em:

- torres com tiragem mecânica;
- torres de resfriamento atmosféricas; e
- torres de tiragem natural.

Nas torres de tiragem mecânica, o ar circula através da torre devida a ação de um ventilador.

São hoje usados dois tipos de torre com tiragem mecânica - o de tiragem forçada e o de tiragem induzida.

Na torre de tiragem forçada, o ventilador é montado na entrada do ar que é forçado pela base e descarregado pelo topo a baixa velocidade (cria-se, em suma, uma pressão positiva dentro da torre). Este arranjo tem a vantagem de estarem o ventilador e o motor fora da torre, o que é mais conveniente para inspeção, manutenção e reparos. Como o equipamento fica fora da região quente e úmida que existe no topo da torre, o ventilador não está sujeito a condições de corrosão. Contudo, em virtude da baixa velocidade de saída, a torre de circulação forçada fica sujeita a uma recirculação excessiva do vapor úmido de exaustão que retorna e entra pelas tomadas de ar. Como a temperatura de bulbo úmido do ar de exaustão é consideravelmente mais alta que a de bulbo úmido do ar ambiente, há um decréscimo no desempenho, que se evidencia por um aumento na temperatura de saída da água.

Já, na torre de tiragem de ar induzida, o ventilador é montado na saída do ar, criando-se uma pressão negativa no interior da torre que promove a entrada do ar. Nesse arranjo a recirculação é evitada e a distribuição do fluxo de ar através da torre é mais adequada. Essa torre é a mais comumente utilizada e essa tendência torna-se cada vez maior, pois - as vantagens que apresenta superam todas as outras, exceto em condições especiais.

As torres de tiragem mecânica podem ser classificadas também em torre de contra-corrente (ou contra-fluxo) e - torres de correntes cruzadas (ou fluxo-cruzado), dependendo - das direções do escoamento da água e do ar.

Se por um lado, o arranjo em contra-corrente é mais eficiente termodinamicamente, o escoamento do ar apresenta menor perda de carga em corrente cruzada e, em última análise, a escolha econômica entre esses dois tipos é determinada pela eficiência do recheio, pelas condições de projeto e pelos custos de fabricação da torre.

Uma torre de resfriamento atmosférica é aquela na qual o resfriamento da água é obtido principalmente por ventilação natural através da estrutura. O ar flui através das venezianas laterais em um sentido de cada vez, se deslocando com a época do ano e outras condições atmosféricas. Uma vez que as correntes de ar devem penetrar por toda a largura da torre, elas devem ser construídas muito estreitas em comparação com outros tipos e, também, muito compridas, a fim de proporcionar uma igual capacidade. É esse tipo de torre que apresenta maiores perdas por arraste.

As torres atmosféricas trabalham com correntes cruzadas, são muito grandes e possuem custos iniciais elevados e, quando o ar se acalma, elas podem parar de funcionar. Apesar disto, ainda encontram algumas aplicações.

As torres de tiragem natural são como chaminés, onde o ar, aquecido através da torre no contato com a água quente, escoa de baixo para cima devido a diferença de densidade.

Essas torres, também chamadas de torres hiperbólicas, devem ser bem altas, para que ocorra suficiente empuxo, e devem possuir grandes seções retas, por causa da baixa velocidade com a qual o ar circula, em comparação com as de tiragem mecânica.

O desempenho da torre de tiragem natural difere do desempenho da torre de tiragem mecânica por ser o resfriamento dependente da umidade relativa e da temperatura de bulbo úmido do ar. A tiragem cresce através da torre em condições de umidade elevada, em virtude do aumento da diferença de pressão está

tica disponível para produzir o escoamento do ar contra as resistências internas. Assim, quanto maior a umidade para uma dada temperatura de bulbo úmido (ou dada entalpia), mais fria é a água de saída, num dado conjunto de condições. Portanto é importante, nas etapas de projeto, determinar e especificar - corretamente a densidade do ar afluente e efluente, além das condições usuais no projeto de torre como faixa de temperatura, aproximação e quantidade de água. A relação entre o desempenho e as condições de umidade torna difícil o controle - exato da temperatura de saída da água na torre de tiragem natural.

Em todos esses tipos de torres, devido a importância do tempo de contato entre a água e o ar no seu desempenho é comum a utilização de enchimento ou recheio, que retarda a queda da água e aumenta a superfície de troca.

Qualquer que seja o tipo de recheio escolhido (veja-os nas figuras do final desse capítulo), seu objetivo é atingido pela interceptação da queda das gotas de água, que - implica também na interceptação do fluxo de ar, que, por sua vez, se traduz em resistência à sua tiragem.

A pulverização da água, por meio de ejetores ou bocais, juntamente com a sua distribuição uniforme sobre o recheio, constitui-se em outro recurso para um aumento da superfície de troca.

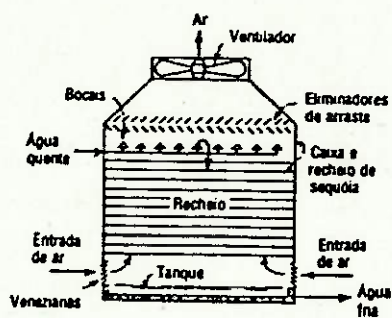
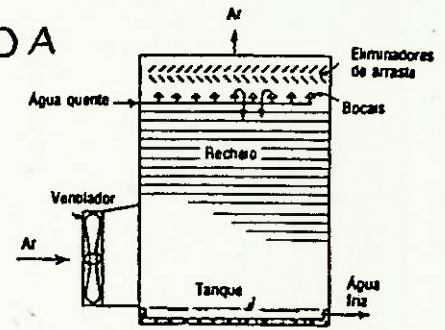
A partir dessas pequenas considerações introdutórias, verifica-se a importância do estudo de torres de resfriamento.

Assim, este trabalho procurará desenvolver um programa para simulação de torres de resfriamento de tiragem mecânica, tendo em vista prever seu comportamento em diversas situações. Este trabalho pode ser útil tanto na orientação da programação de testes de fabricantes de torres como no projeto e análise de sistemas; nas quais a torre é um dos equipamentos, e deverá iniciar com uma apresentação dos fundamentos teóricos relevantes para a elaboração do programa.

TORRES DE RESFRIAMENTO

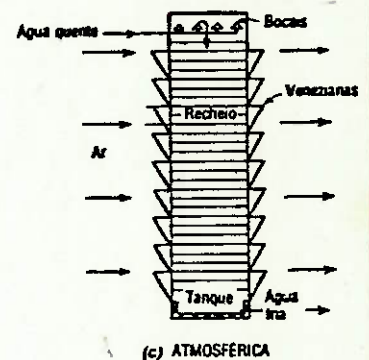
1. TORRES DE TIRAGEM MECÂNICA:

* DE TIRAGEM FORÇADA

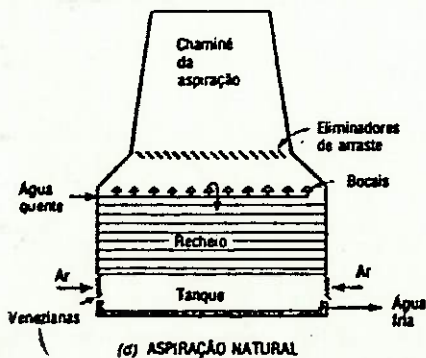


* DE TIRAGEM INDUZIDA

2. TORRES ATMOSFÉRICAS:



(c) ATMOSFÉRICA



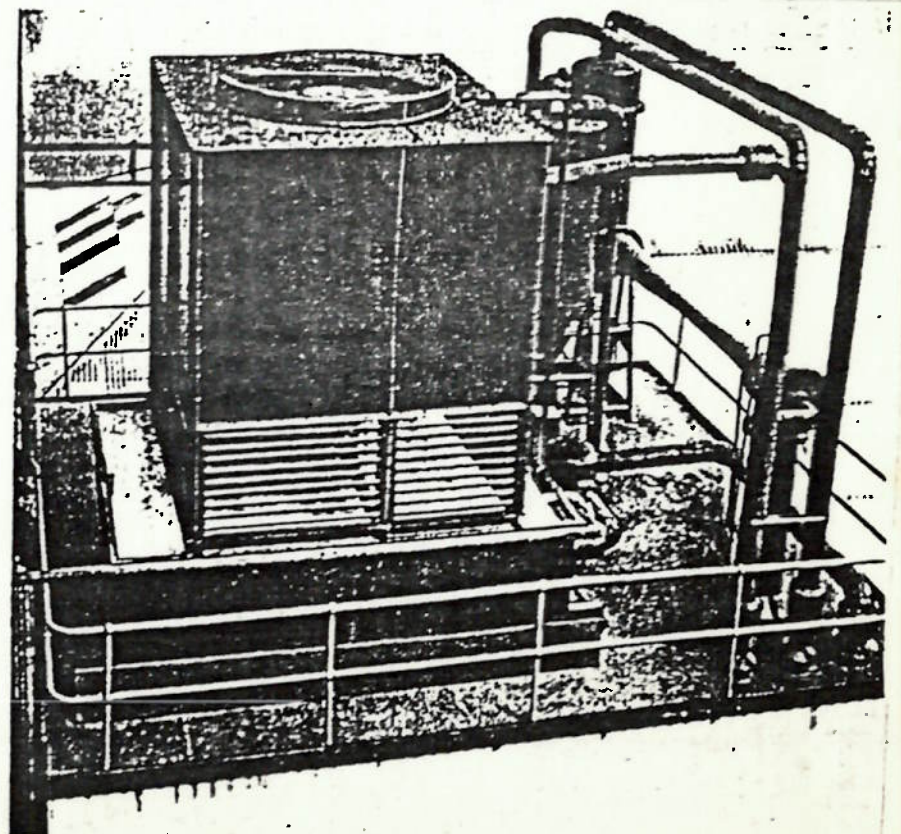
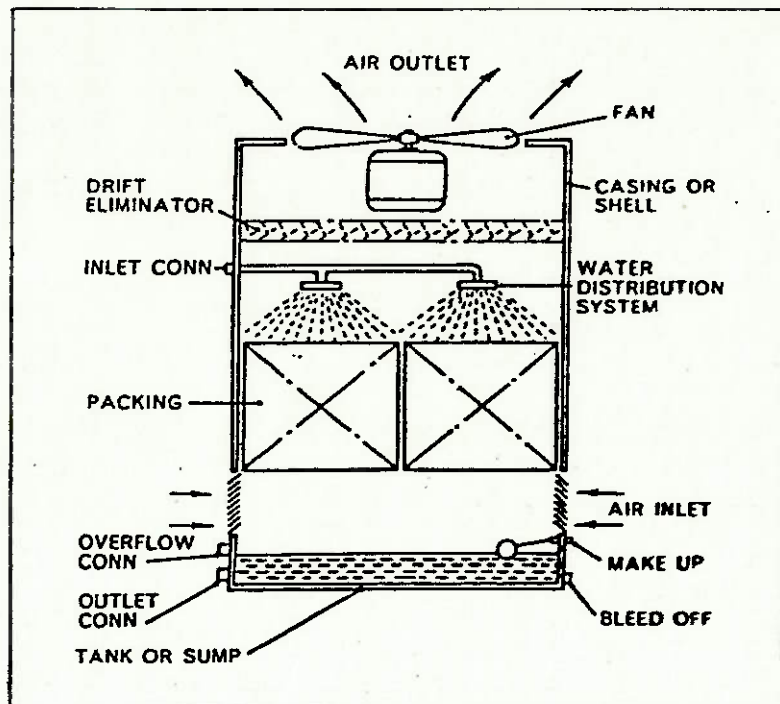
(a) ASPIRAÇÃO NATURAL

3. TORRES DE TIRAGEM NATURAL:

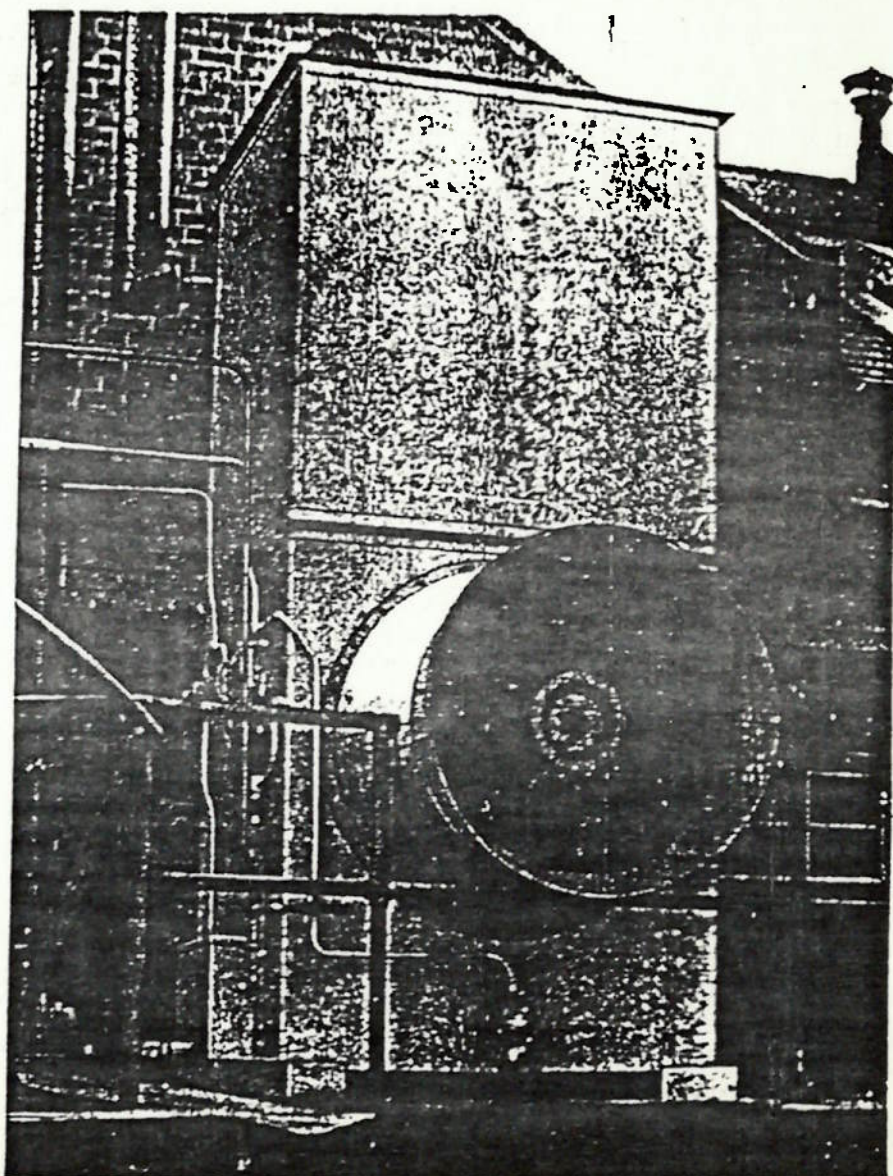
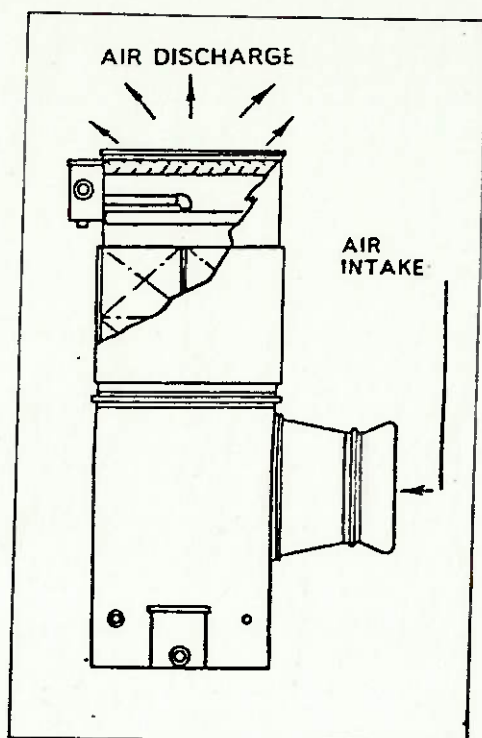
TORRES DE TIRAGEM MECÂNICA

A. TORRES DE CONTRA-CORRENTE,

* DE TIRAGEM INDUZIDA

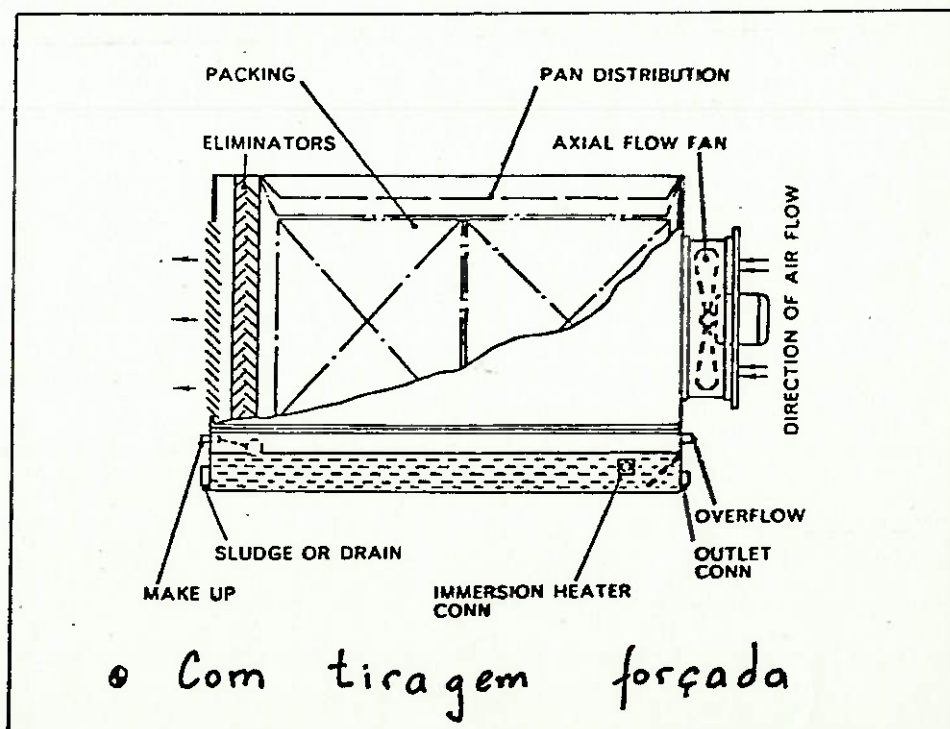
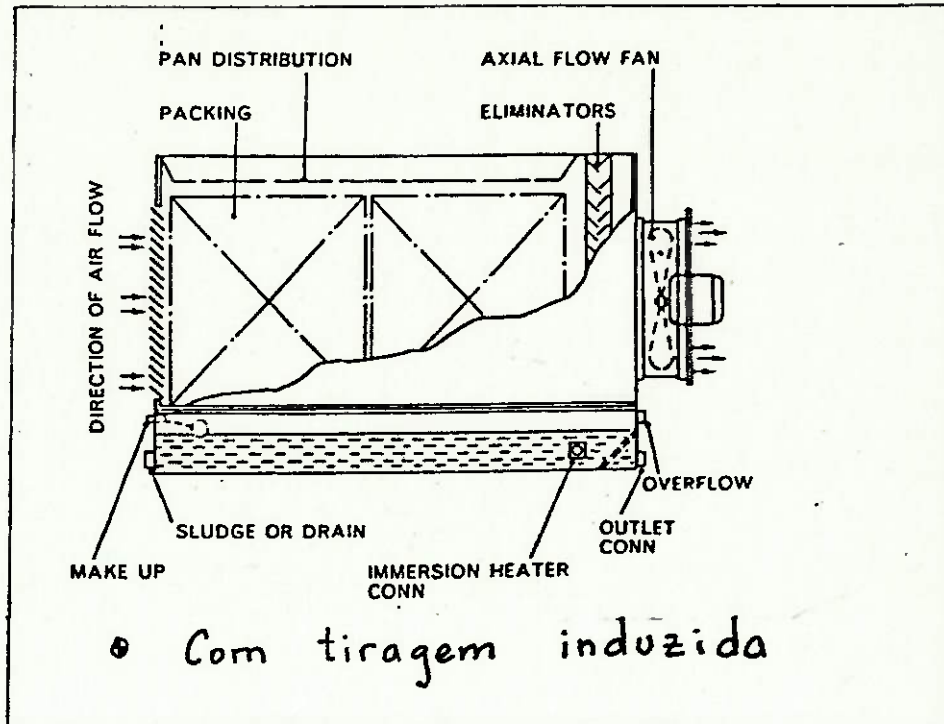


* DE TIRAGEM FORÇADA

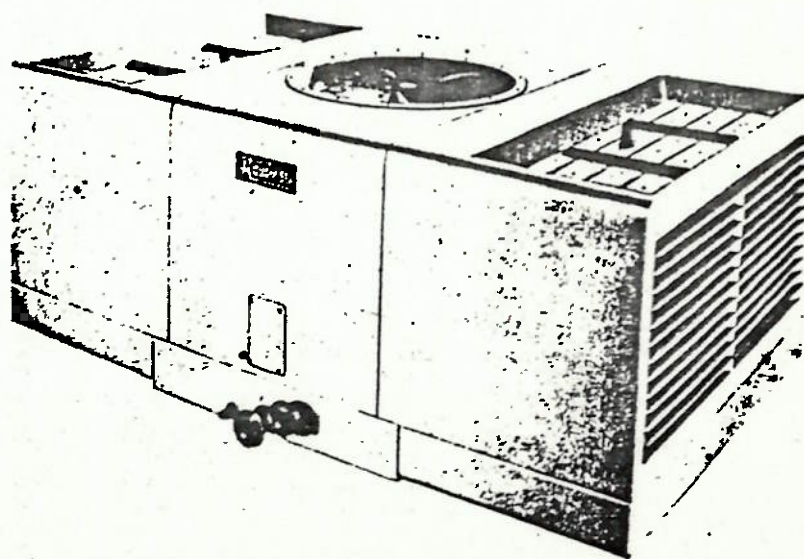
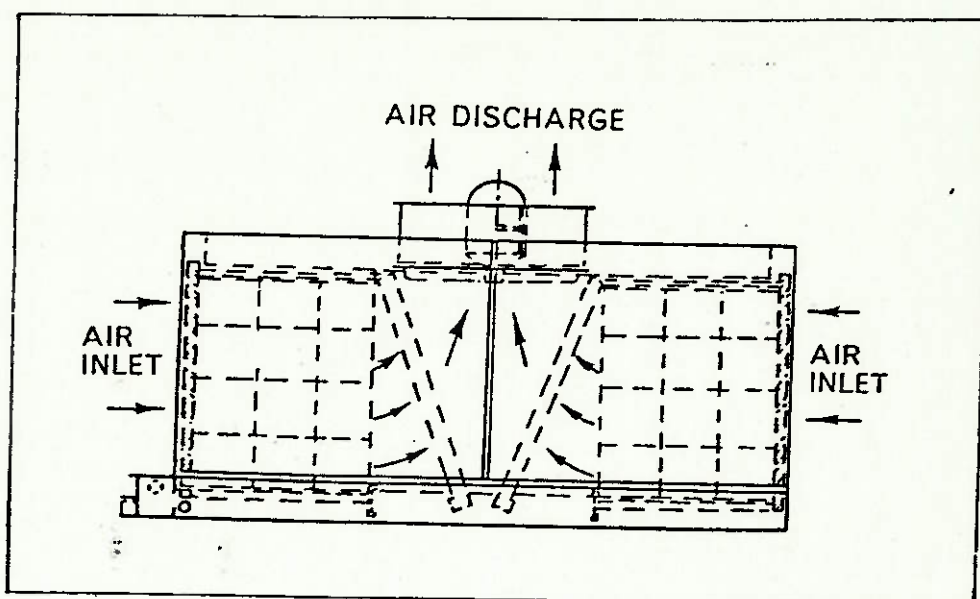


B. TORRES DE CORRENTES CRUZADAS :

* DE FLUXO - SIMPLES

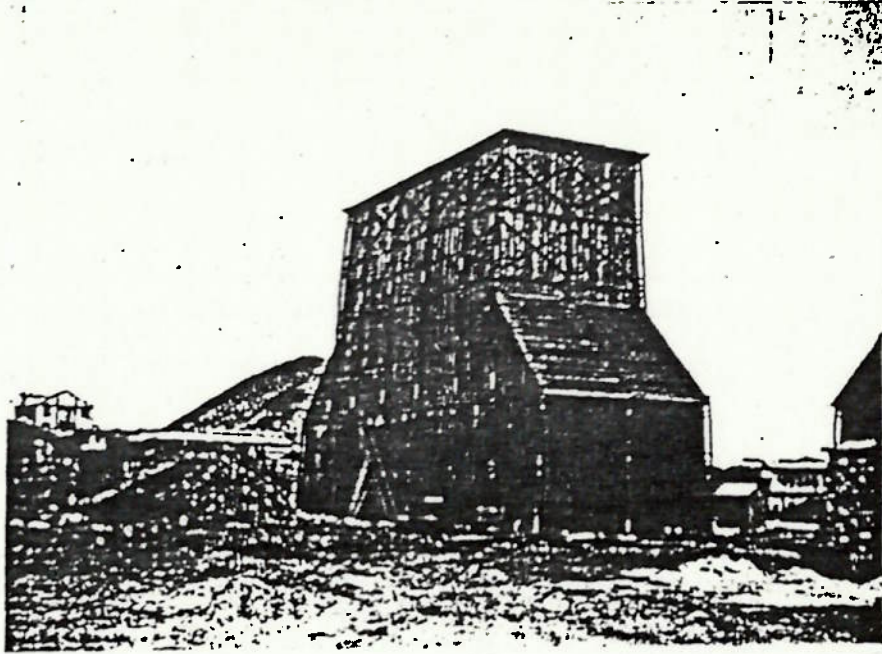


* DE FLUXO - DUPLO:
(com tiragem induzida)

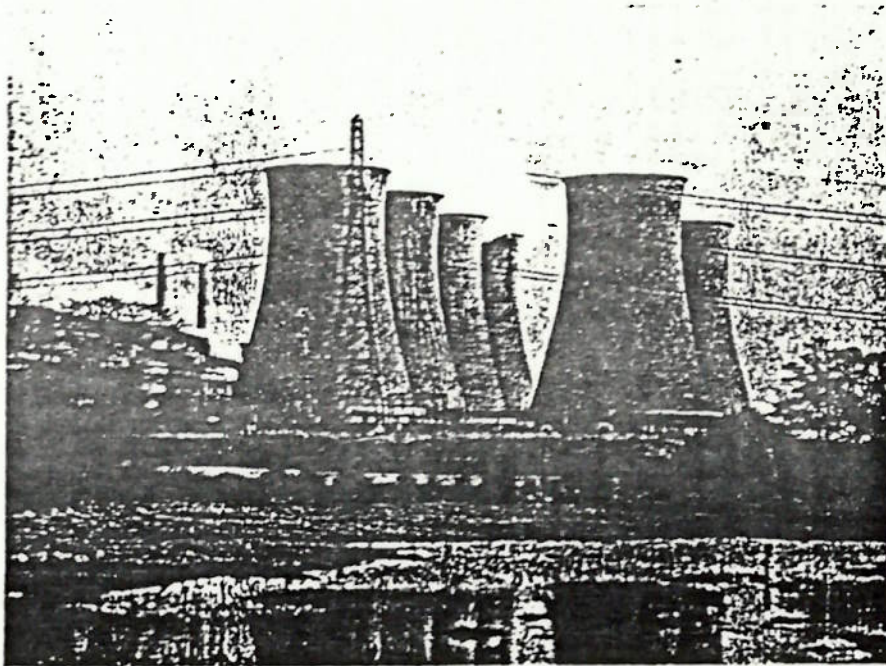


TORRES DE TIRAGEM NATURAL

CONVENCIONAL

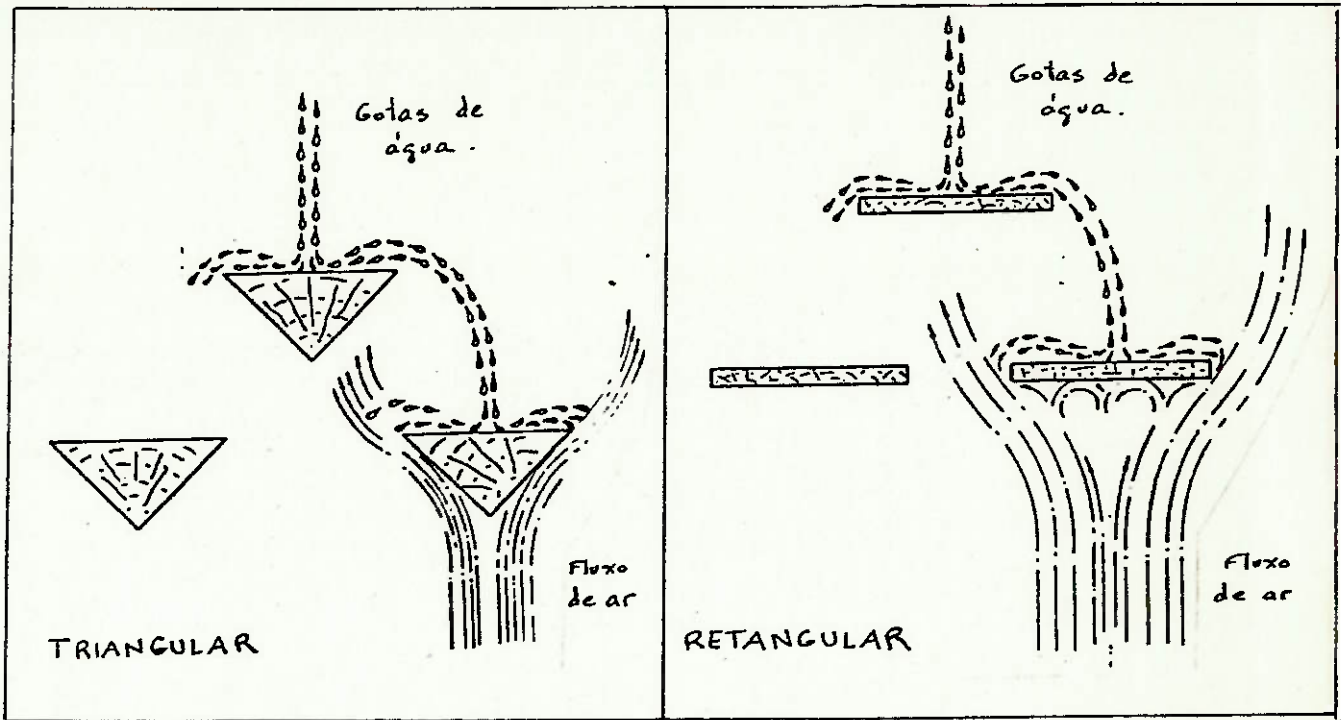


HIPERBÓLICAS



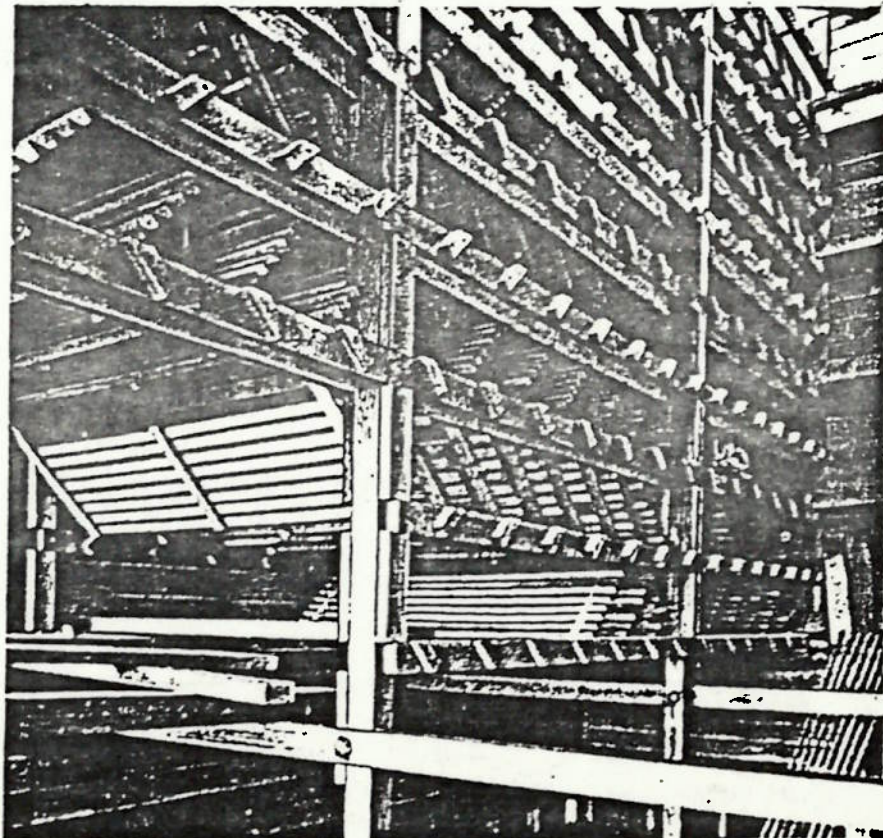
ENCHIMENTOS PARA TORRES

* COM VARIADAS SEÇÕES:

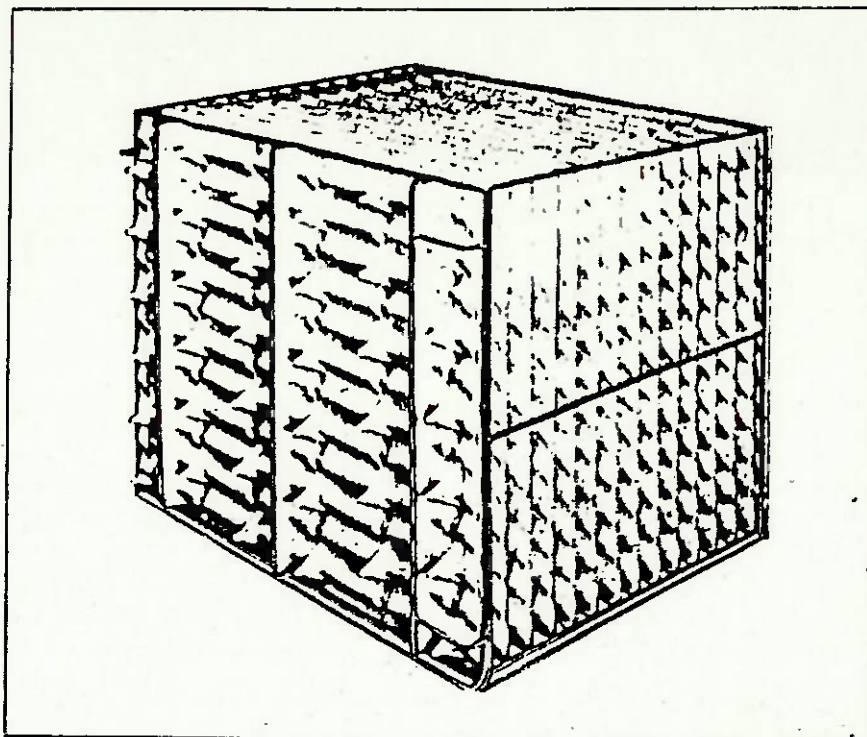


* E DIFERENTES MATERIAIS:

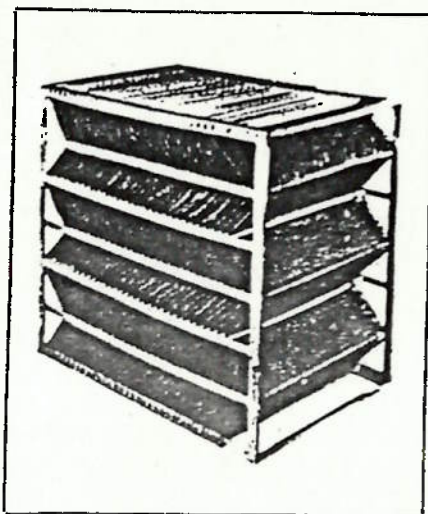
- MADEIRA -



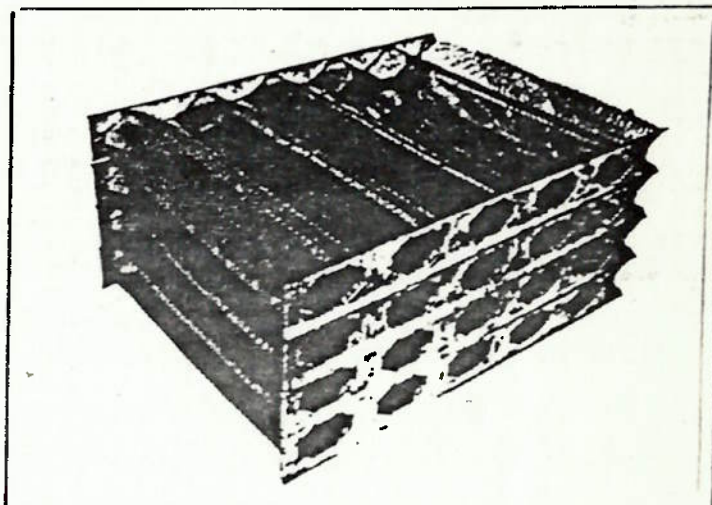
- PLÁSTICO -



- PLÁSTICO -



- AÇO INOXIDÁVEL -



- E OUTROS



...

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

TROCA DE CALOR COM SUPERFÍCIE MOLHADA:

O fenômeno que ocorre quando ar escoia sobre uma superfície molhada envolve troca de calor e massa, por diferenças de temperatura e concentração de vapor de água.

Para analisarmos esse fenômeno, podemos considerar inicialmente, o volume de controle esquematizado na figura 1. Conforme se observa, ar úmido, com uma vazão em massa na base seca $\dot{m}_{ar}$ e um determinado estado termodinâmico (definido por p , h e w), entra no volume de controle, enquanto a mesma quantidade de ar, em um novo estado termodinâmico (definido por p , $h + dh$ e $w + dw$), deixa o volume de controle, após ter escoado sobre uma superfície molhada. Além disso, entra no volume de controle uma certa quantidade de água $\dot{m}_w$, a mesma pressão p e a temperatura T_w , e ocorre uma troca de calor δq através da superfície de controle.

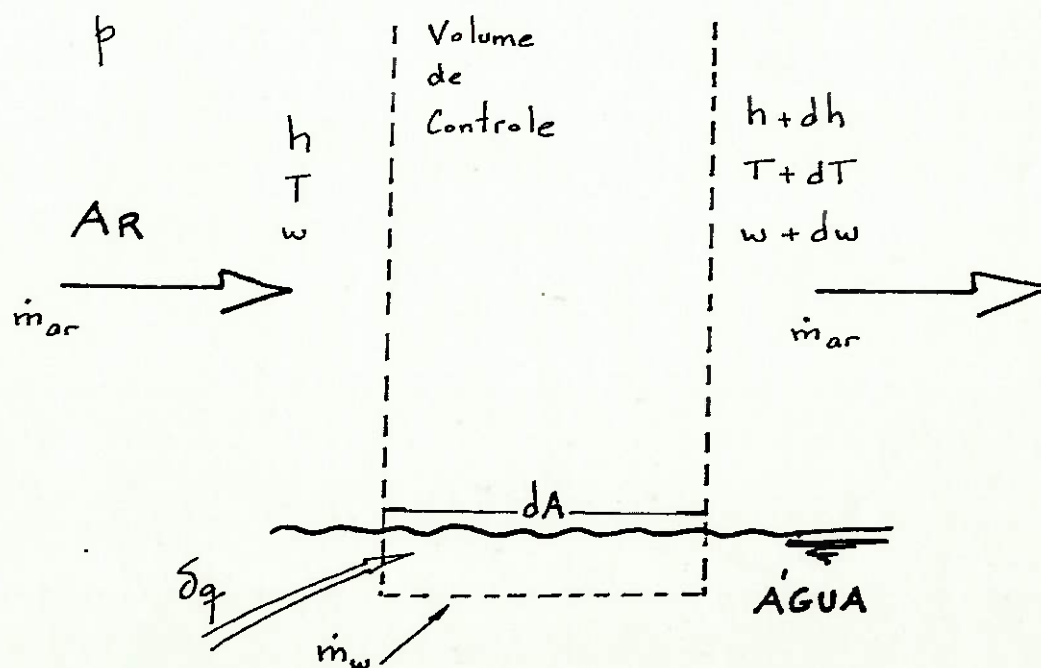


FIGURA 1

Utilizando a hipótese de regime permanente e aplicando o primeiro princípio da termodinâmica, tem-se:

$$\delta q = \dot{m}_{ar} \left[(h + dh) - h \right] - \dot{m}_w \cdot h_w$$

E, juntamente com a equação da continuidade:
 $\dot{m}_w = \dot{m}_{ar} dw$, obtemos

$$\delta q = \dot{m}_{ar} \left[dh - h_w \cdot dw \right] \quad (1)$$

Para analisarmos o que ocorre na interface, ar-água, devemos considerar que ela está em equilíbrio termodinâmico e estudarmos o volume de controle da figura 2, onde água no estado líquido e calor atravessam a superfície de controle para dentro e água no estado vapor deixa o volume de controle.

INTERFACE

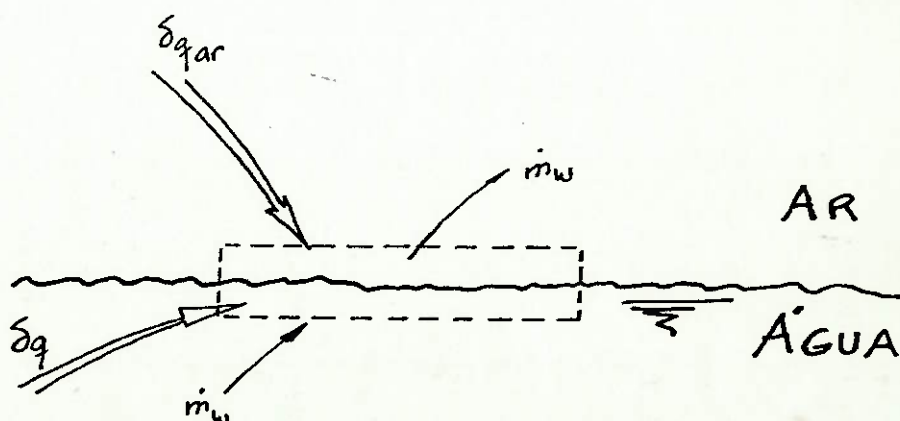


FIGURA 2

Aplicando o primeiro princípio da termodinâmica, em regime permanente, para esse volume de controle, temos:

$$\delta_q + \delta_{q \text{ ar}} = \dot{m}_w \left[h_v (T_i) - h_L (T_i) \right]$$

$$\therefore \delta_q + \delta_{q \text{ ar}} = \dot{m}_w \cdot h_{LV} (T_i)$$

onde T_i é a temperatura da interface.

Analisando a transferência de calor e massa para as trocas do volume de controle da figura 2, temos:

- para transferência de calor:

$$\delta_{q \text{ ar}} = h_c \cdot dA (T - T_i)$$

onde h_c é o coeficiente de transferência de calor, para a si tuação dada e T é a temperatura de mistura do ar.

- para transferência de massa:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot d_w = h_D \cdot dA (\omega_i - \omega)$$

onde h_D é o coeficiente de transferência de massa, ajustado para ser usado com unidades absolutas, e introduzindo essas equações na equação do primeiro princípio, obteremos:

$$\delta_q = h_c dA \left[(T_i - T) + \frac{h_D}{h_c} (\omega_i - \omega) h_{LV}(T_i) \right] \quad (2)$$

Utilizando a hipótese de gás perfeito para a mistu ra ar-vapor, obtém-se:

$$\begin{aligned}
h_i - h &= (h_{ar\ i} + \omega_i h_{vi}) - (h_{ar} + \omega h_v) = \\
h_i - h &= (h_{ar\ i} - h_{ar}) + \omega (h_{vi} - h_v) - \omega h_{vi} + \omega_i h_{vi} \\
h_i - h &= C_{p_a} (T_i - T) + \omega C_{p_v} (T_i - T) + h_{vi} (\omega_i - \omega) \\
h_i - h &= (T_i - T) (C_{p_a} + \omega C_{p_v}) + h_v (T_i) (\omega_i - \omega)
\end{aligned}$$

donde:

$$(T_i - T) = \frac{(h_i - h)}{C_{p_u}} - \frac{h_v(T_i)}{C_{p_u}} (\omega_i - \omega),$$

que, aplicado na equação (2), fornece:

$$\delta_q = \frac{h_c dA}{C_{p_u}} \left[(h_i - h) + \frac{h_D C_{p_u}}{h_c} (\omega_i - \omega) h_{Lv}(T_i) - h_v(T_i) \cdot (\omega_i - \omega) \right]$$

E, introduzindo o adimensional denominado relação de Lewis e definido como

$$R_{Le} = \frac{h_c}{h_D \cdot C_{p_u}}, \text{ tem-se:}$$

$$\delta_q = \frac{h_c dA}{C_{p_u}} \left\{ (h_i - h) + \frac{(\omega_i - \omega)}{R_{Le}} \left[h_{Lv}(T_i) - R_{Le} h_v(T_i) \right] \right\}$$

Mas como, para misturas ar-vapor, a Relação de Lewis mantém-se, normalmente, bem próxima de UM, o termo da equação:

$$\frac{(\omega_i - \omega)}{R_{Le}} \left[h_{Lv}(T_i) - R_{Le} h_v(T_i) \right]$$

torna-se desprezível em relação ao outro, $(h_i - h)$, e a equação pode ser escrita como:

$$\delta_q = \frac{h_c dA}{Cp_u} (h_i - h) \quad (3)$$

Analisando a equação acima, verificamos que a troca de calor com superfície molhada ocorre devido a um potencial de entalpia entre o ar junto a interface, com h_i , e o ar que atravessa o volume de controle, com entalpia h .

Essa equação (3) será fundamental na análise das torres de resfriamento. Para finalizar o estudo da troca de calor com superfície molhada, podemos reunir as equações (1) e (2) e obter:

$$\dot{m}_{ar} \left[dh - h_L(T_i) d\omega \right] = \frac{h_c dA}{Cp_u} (\omega_i - \omega) \left(\frac{h_i - h}{\omega_i - \omega} + \frac{h_{Lv}(T_i) - R_{Le} h_v(T_i)}{R_{Le}} \right)$$

mas $(\omega_i - \omega) = \dot{m}_{ar} d\omega / (h_D \cdot dA)$, portanto:

$$dh = R_{Le} d\omega \left(\frac{h_i - h}{\omega_i - \omega} + \frac{h_{Lv}(T_i) + h_L(T_i) - R_{Le} h_v(T_i)}{R_{Le}} \right)$$

mas, considerando R_{Le} igual a UM, ou próximo de UM, o termo:

$h_{Lv}(T_i) + h_L(T_i) - R_{Le} h_v(T_i)$ será nulo e a equação poderá ser escrita como:

$$\frac{dh}{d\omega} = \frac{h_i - h}{\omega_i - \omega} \quad (4)$$

Essa equação, denominada normalmente "Lei de Linha Reta", é muito importante e traduz o processo pelo qual passa o ar ao atravessar uma superfície molhada de temperatura constante.

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

3. MODELAMENTO DAS TORRES

3. MODELAMENTO DAS TORRES.

3.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS.

Embora seja o mesmo mecanismo de troca de calor e massa que se apresenta em uma torre de resfriamento, quer seja de contra-fluxo, quer seja de fluxo cruzado, o modelamento dessas torres não poderá ser o mesmo para ambos os tipos, visto que eles apresentam configurações geométricas distintas.

Dessa forma, serão analisadas separadamente as torres de contra-fluxo e as torres de fluxo cruzado, sendo utilizados, nos dois casos, o conceito de potencial de entalpia e as equações desenvolvidas no capítulo anterior.

O objetivo do modelamento e das análises apresentadas nesse capítulo é fixar as variáveis que definem o funcionamento da torre e obter um parâmetro adequado para a simulação.

3.2- ANÁLISE DA TORRE DE CONTRA-FLUXO.

3.2.1- Diagrama de Operação.

A análise do comportamento da torre de resfriamento pode ser melhor desenvolvida através do diagrama de operação.

Esse diagrama apresenta, na ordenada, a entalpia de mistura do ar e, na abscissa, a temperatura de mistura da água.

O lugar geométrico dos pontos em que a água e o ar estão em equilíbrio termodinâmico é a curva de equilíbrio e traduz a situação da interface ar-água.

O ponto de operação indica a condição de um volume de controle diferencial, indicando a temperatura da água e a entalpia do ar, que estão trocando calor e massa em dada posição da torre. Se o ponto de operação estiver abaixo da curva de equilíbrio, a situação se traduz na transferência de calor da água para o ar e, se o ponto de operação estiver acima da curva de equilíbrio, a transferência de calor se dará do ar para a água.

Todos os pontos de operação do processo que ocorre ao longo da torre de resfriamento formam, no diagrama, a linha de operação. Observe que a linha de operação nunca poderá cruzar a curva de equilíbrio, apesar de se aproximar dela.

Um diagrama de operação genérico, de uma torre de resfriamento de contra-fluxo, pode ser visto na figura abaixo:

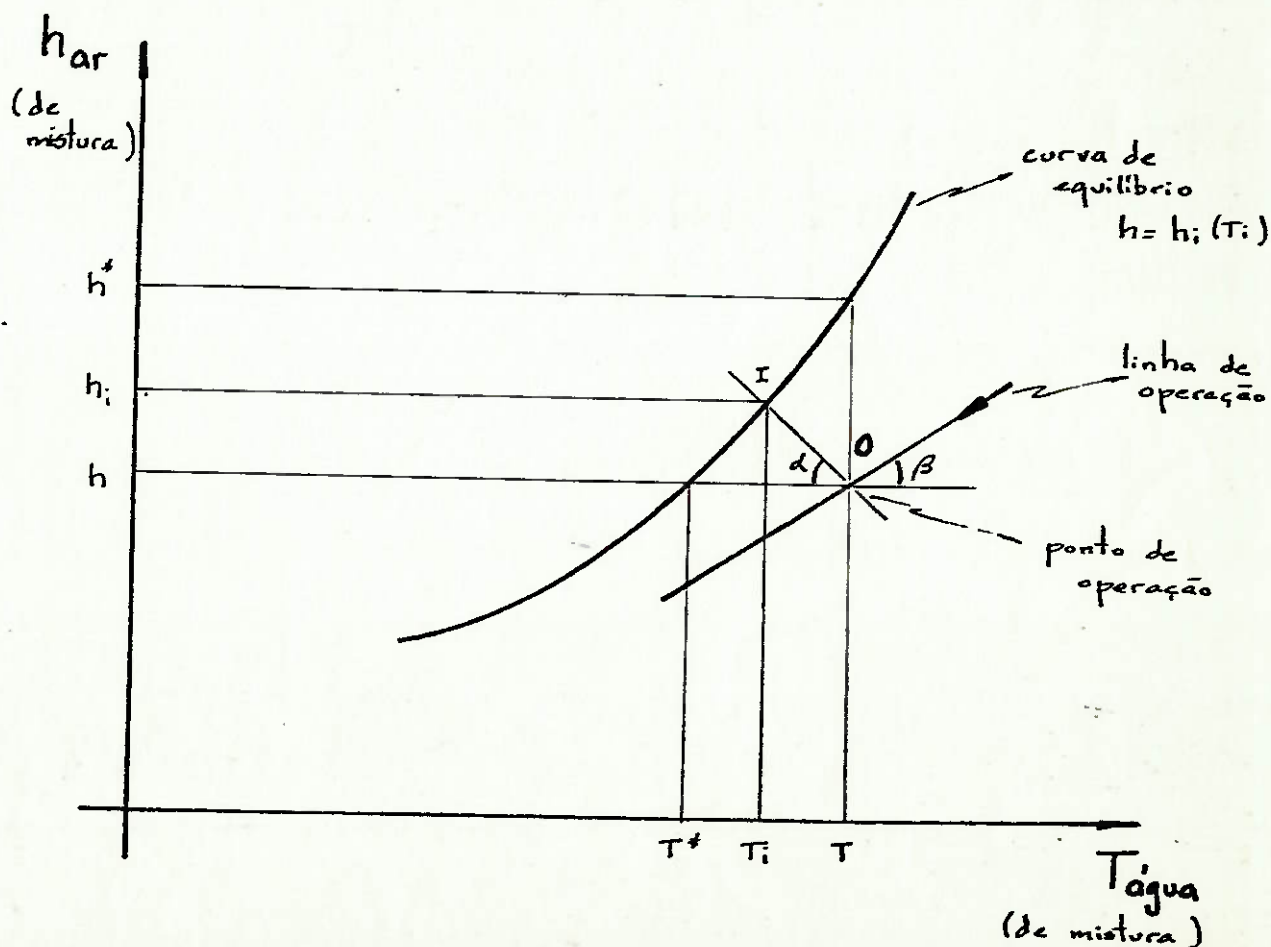


DIAGRAMA DE OPERAÇÃO

Com o auxílio desse diagrama e com os conceitos de troca de calor e massa em superfície molhada e potencial de entalpia, já apresentados, podemos desenvolver quantitativamente a análise e equacionar o processo.

A figura x mostra um volume de controle diferencial de uma torre de resfriamento de contra-fluxo, onde uma quantidade $\dot{m}_w$ de água (kg/s) entra pela parte superior com temperatura T_w e sai pela parte inferior com temperatura $T_w - dT_w$, enquanto uma quantidade $\dot{m}_{ar}$ de ar (kg/s) entra, por baixo, com entalpia h e sai, por cima, com entalpia $h + dh$, tendo recebido calor δ_q e massa.

Essa figura indica, basicamente, um ponto de operação genérico 0, do diagrama de operação

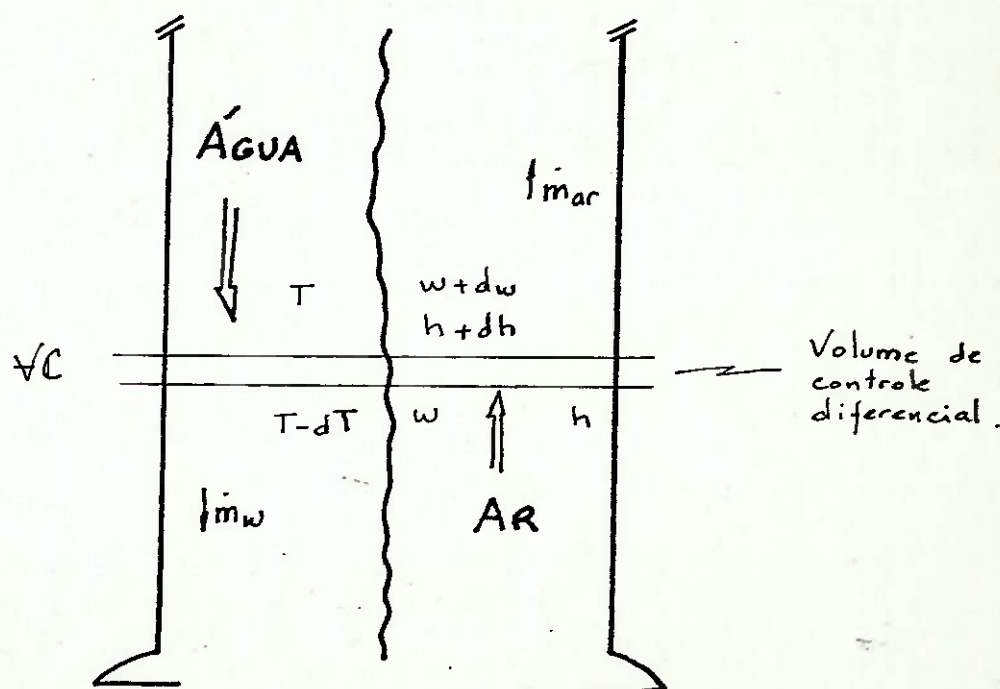


FIGURA x : ESQUEMA DA TORRE DE CONTRA-FLUXO.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica a esse volume de controle, temos:

$$\delta_q = \dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot dT_w = \dot{m}_{ar} \cdot dh \quad (1)$$

E analisando a transferência de calor (com o conceito de potencial de entalpia), podemos escrever:

$$\delta_q = \frac{h_c \cdot dA}{C_{p_u}} (h_i - h) = dA h_L (T - T_i) \quad (2)$$

Essa equação pode ser reescrita como:

$$\frac{h_i - h}{T_i - T} = - \frac{h_L \cdot C_{p_u}}{h_c} = -\text{tg}\alpha$$

Se conhecessemos C_{p_u} , que é uma propriedade da mistura de ar, h_L e h_c , que são os coeficientes que definem a troca de calor e massa, poderíamos determinar a condição da interface I do ponto de operação O, através do ângulo α , conforme observado no diagrama de operação

Voltando a primeira equação, podemos reescrevê-la assim:

$$\frac{dT_w}{dh} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_w \cdot C_{p_w}} = \text{tg}\beta = \text{constante}$$

A partir daí, pode-se concluir que a linha de operação é uma reta e para defini-la basta conhecermos um ponto de operação, as vazões de ar e água que atravessam a torre e o calor específico da água C_{p_w} .

Analizados esses detalhes, podemos passar ao estudo da simulação das torres de contra-fluxo e a definição do...

NUT.

3.2.2- Definição e Cálculo do NUT.

Reunindo as equações (1) e (2) do item anterior, podemos escrever:

$$\delta q = \dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot dT_w = \frac{h_c \cdot dA}{Cp_u} (h_i - h)$$

que fornece:

$$\frac{h_c}{\dot{m}_w \cdot Cp_u} \cdot dA = \frac{Cp_w}{(h_i - h)} \cdot dT_w$$

que, integrada em toda a torre, fornece:

$$\int_A \frac{h_c}{\dot{m}_w \cdot Cp_u} \cdot dA = \int_{TEw}^{TSw} \frac{Cp_w}{(h_i - h)} \cdot dT_w \quad (3)$$

Supondo o coeficiente global de transferência de calor no ar (h_c) constante, o primeiro termo da equação fica:

$$\int_A \frac{h_c}{\dot{m}_w \cdot Cp_u} dA = (h_c \cdot A) / (\dot{m}_w \cdot Cp_u)$$

e a esse adimensional daremos o nome de NUT—número de unidades de transferência para torres de resfriamento:

$$NUT = (h_c \cdot A) / (\dot{m}_w \cdot Cp_u) \quad (4)$$

onde:

h_c é o coeficiente global de transferência de calor no ar ($\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$);

A é a área total de interface ar-água (m^2);

$\dot{m}_w$ é a vazão de água que atravessa a torre (kg/s);

C_{p_u} é o calor específico do ar úmido ($\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$).

Como h_c e A não podem ser determinados praticamente, para calcularmos o NUT, devemos nos recorrer a equação (3) e teremos:

$$\text{NUT} = C_{p_w} \int_{T_{Ew}}^{T_{Sw}} \frac{dT_w}{(h_i - h)} \quad (5)$$

onde o NUT pode ser determinado com o auxílio do diagrama de operação.

O NUT é um parâmetro adimensional estritamente relacionado com um ponto de funcionamento da torre e representa em termos gerais, a capacidade da torre em realizar a transferência de calor.

Antes de terminar essa análise, podemos apresentar um outro parâmetro importante, obtido pelo produto do NUT pela vazão de água ($\dot{m}_w$):

$$\text{NUT} \cdot \dot{m}_w = h_c \cdot A / C_{p_u} \quad (6)$$

A importância desse parâmetro pode ser constatada retomando-se a equação (2) e observando que é ele que define a troca de calor em cada ponto de operação da torre de resfriamento.

3.3- ANÁLISE DA TORRE DE FLUXO CRUZADO.

3.3.1- Modelamento Geométrico

Devido as diferenças geométricas entre a torre de fluxo cruzado e a torre de contra-fluxo, aquela não poderá - ser modelada conforme o esquema da figura x . Para o modelamento geométrico da torre de fluxo cruzado adotaremos, então, o esquema da figura K, abaixo.

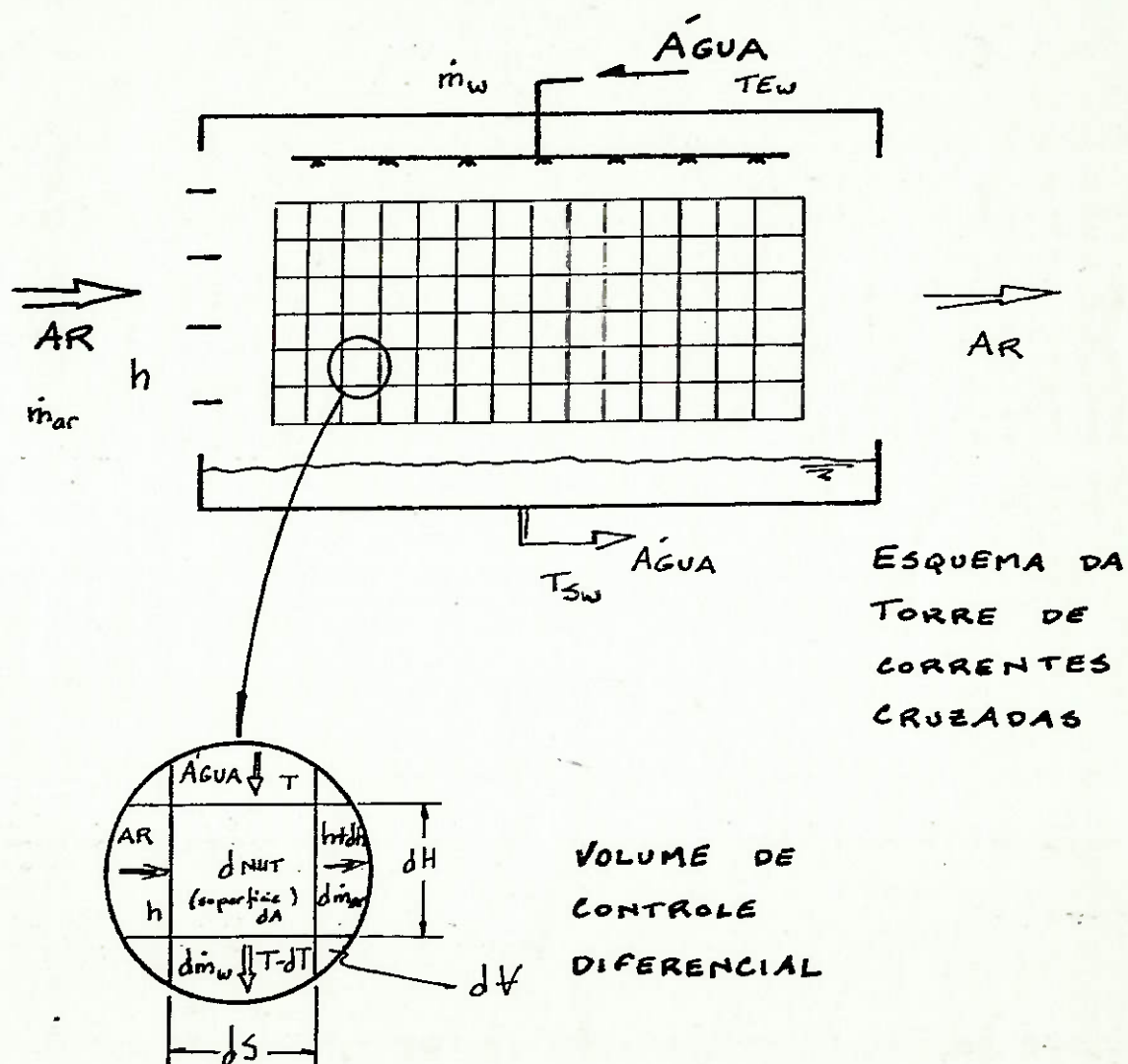


FIGURA K.

Pela própria geometria e modelagem, diferente daquela apresentada na figura X, observa-se que o funcionamento - dessa torre não pode ser definido no diagrama de operação apenas pela linha de operação, e sim por uma rede de linhas, como na figura D abaixo.

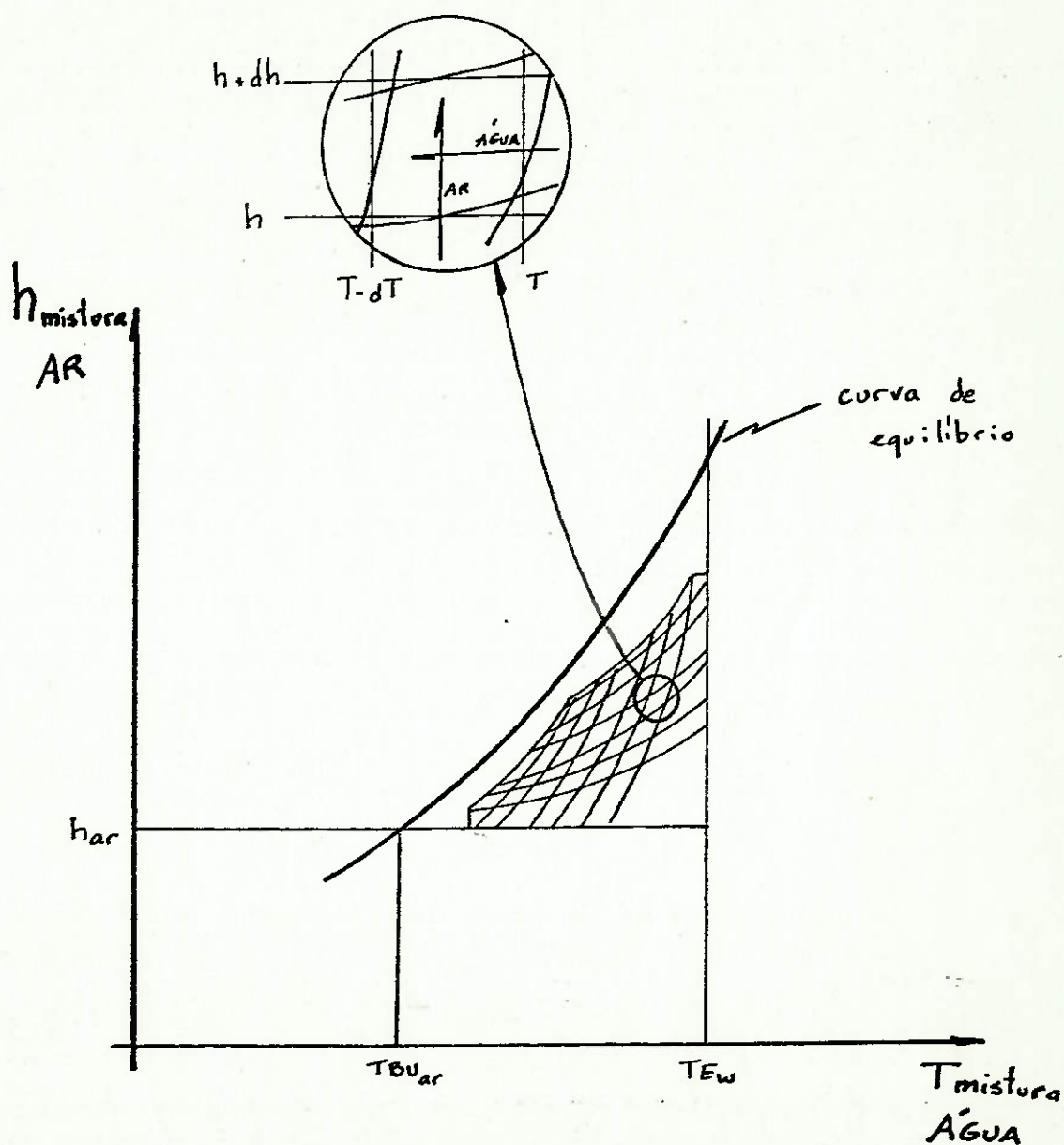


FIGURA D - DIAGRAMA DE OPERAÇÃO

O detalhe observado no diagrama D correspondente ao volume diferencial dV da figura K e ambos são infinitamente pequenos.

3.3.2- Apresentação dos Parâmetros.

Do mesmo modo que para torres de contra-fluxo, podemos dizer que uma torre de fluxo cruzado também pode ter sua capacidade de transferência de calor caracterizada pelo adimensional NUT.

Precisamos, porém, ressaltar que o NUT é proporcional à altura da torre, independentemente, porém, do seu comprimento. Dessa forma, ao analisarmos o volume diferencial da figura K, podemos dizer que:

$$\frac{d \text{ NUT}}{\text{NUT}} = \frac{dH}{H} = \frac{d \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}} = \text{cte} = \frac{1}{Z} \quad (7)$$

O outro parâmetro importante é aquele que define a transferência de calor, o parâmetro $h_c \cdot A / Cp_u$. Supondo h_c e Cp_u constantes em toda a torre, constata-se naturalmente que esse parâmetro é proporcional à área de interface ar-água (A), logo proporcional ao volume da torre.

$$\frac{d(h_c \cdot A / Cp_u)}{h_c \cdot A / Cp_u} = \frac{dA}{A} = \frac{dV}{V} = \frac{dH \cdot dS}{H \cdot S} = \text{cte} = \frac{1}{Z \cdot W}$$

$$\text{pois } \frac{dH}{H} = \frac{d \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}} = \text{cte} = \frac{1}{Z} \quad ; \quad e$$

$$\frac{dS}{S} = \frac{d \dot{m}_w}{\dot{m}_w} = \text{cte} = \frac{1}{W}$$

A coerência desses resultados é constatada facilmente, pois:

$$NUT = h_c \cdot A / (Cp_u \cdot \dot{m}_w)$$

e, no volume diferencial, define-se

$$d NUT = h_c \cdot dA / (Cp_u \cdot d \dot{m}_w)$$

logo

$$d NUT \cdot d \dot{m}_w = h_c \cdot dA / Cp_u$$

portanto

$$\begin{aligned} \frac{1}{Z} \cdot \frac{1}{W} &= \frac{d NUT \cdot d \dot{m}_w}{NUT \cdot \dot{m}_w} = \frac{h_c \cdot dA / Cp_u}{NUT \cdot \dot{m}_w} = \\ &= \frac{h_c \cdot dA / Cp_u}{h_c \cdot A / Cp_u} = \frac{1}{Z \cdot W} \end{aligned}$$

3.3.3- Equacionamento da Célula.

Para terminar essa análise, podemos apresentar as equações que definem o fenômeno de troca que ocorre no volume diferencial apresentado na figura K.

Aplicando a primeira Lei da Termodinâmica, tem-se:

$$T \cdot d \dot{m}_w + h \cdot d \dot{m}_{ar} = (T - dT) d \dot{m}_w + (h + dh) d \dot{m}_{ar}$$

$$dT \cdot d \dot{m}_w = dh \cdot d \dot{m}_{ar}, \text{ ou seja:}$$

$$\frac{dT}{dh} = \frac{d \dot{m}_{ar}}{d \dot{m}_w} = \frac{\dot{m}_{ar}}{Z} \cdot \frac{W}{\dot{m}_w} = \frac{W}{Z} \cdot \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_w} \quad (9)$$

E agora, aplicando o conceito de potencial de entalpia para equacionar a transferência de calor, tem-se:

$$\delta q = \frac{h_c \cdot dA}{Cp_u} (h_i - h_{ar}) , \text{ onde}$$

$$h_i = h_{sat} (T_i) ;$$

$$T_i = \frac{T + (T - dT)}{2} = T - dT/2$$

$$h_{ar} = \frac{h + (h + dh)}{2} = h + dh/2$$

Então:

$$\delta q = \frac{h_c \cdot dA}{Cp_u} (h_{sat}(T - dT/2) - (h + dh/2)) \quad (10)$$

Finalmente, aplicando a primeira Lei, somente para a água e depois somente para o ar, têm-se:

$$\delta q = d \dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot dT \quad e \quad (11)$$

$$\delta q = d \dot{m}_{ar} \cdot dh \quad (12)$$

E, com essas equações, concluímos o modelamento das torres.

3.4- DEFINIÇÃO DA OPERAÇÃO DA TORRE.

- CONSIDERAÇÕES PARA SIMULAÇÃO.

3.4.1- Apresentação das Variáveis.

Para procedermos a simulação da torre e definirmos a sua operação, precisamos escolher as variáveis necessárias e suficientes na determinação de uma condição de operação e

um parâmetro que nos represente a capacidade da torre para - realizar as trocas de calor.

Para nos facilitar o estabelecimento do algoritmo de simulação e podermos utilizar as equações e os modelos - apresentados nos itens anteriores, vamos adotar as seguintes variáveis para definirmos a operação da torre:

1. Temperatura de entrada da água (TE_w);
2. Temperatura de saída da água (TS_w);
3. Temperatura de bulbo-úmido do ar (TBU);
4. Vazão do ar que atravessa a torre ($\dot{m}_{ar}$);
5. Vazão da água ($\dot{m}_w$).

As temperaturas deverão ser fornecidas em graus - Celsius, até uma precisão de décimos de grau, devido a dificuldade e a não-necessidade de obtenção de um valor mais preciso.

As vazões deverão ser fornecidas em Kilogramas por segundo, até uma precisão de centésimos da unidade, pela mesma razão.

Se além dessas variáveis, conhecermos a pressão barométrica local (P_B em KPa) e o tipo da torre (contra-fluxo ou fluxo cruzado), teremos determinado completamente sua condição de operação, e poderemos, inclusive, calcular seus parâmetros característicos.

Porém, se já conhecemos um parâmetro característico da torre, uma das cinco variáveis poderá ser determinada a partir das outras quatro. O mais comum, e o desejado nessa simulação, é obter a temperatura de saída da água como função das demais variáveis, consideradas variáveis de entrada.

3.4.2- O Parâmetro Característico da Torre.

O parâmetro característico da torre, utilizado para podermos simulá-la, deverá ser constante em função das variáveis, ou, pelo menos, ser uma função conhecida dessas variáveis.

Os dois parâmetros indicados para caracterizar a torre são o NUT e o parâmetro $h_c.A/Cp_u$.

A análise da influência das variáveis escolhidas na determinação de seus valores é que irá definir um método para simulação e o conhecimento da influência da geometria da torre (com considerações sobre pulverização da água, enchimento, altura, comprimento e largura) será o fator principal no projeto desses equipamentos.

Como esse trabalho se restringe a simulação, essas considerações geométricas não são abordadas.

Passemos, então, ao desenvolvimento do algoritmo de simulação e às análises necessárias.

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

4. DESENVOLVIMENTO DO PROGRAMA

4. DESENVOLVIMENTO DO PROGRAMA.

4.1- DEFINIÇÃO NUMÉRICA DA CURVA DE EQUILÍBRIO.

A curva de equilíbrio do diagrama de operação das torres de resfriamento (como de qualquer outro equipamento - que envolva troca de calor com superfície molhada) é representada pela entalpia da mistura saturada ar-vapor em função da temperatura termodinâmica (T).

Para a simulação numérica das torres é necessária a determinação de uma equação que traduza essa curva de equilíbrio.

Segundo Stoecker-Jones, para a pressão atmosférica padrão (101,325 KPa), podemos utilizar a equação:

$$h_i = 4,7926 + 2,568 T - 0,029834 T^2 + 0,0016657 T^3 ,$$

onde: h_i é a entalpia do ar saturado (KJ/kg) e
T é a temperatura da mistura (°C).

Porém, para que nosso programa não se restrinja a uma única condição de pressão, devemos utilizar uma equação mais genérica.

Existem várias equações sugeridas na literatura disponível sobre psicrometria, e a maioria delas é perfeitamente adequada à nossa aplicação. A que adotamos foi sugerida por José Roberto Simões Moreira em seu "Programa em FORTRAN para Psicrometria", que, com as devidas alterações, pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} HS(T) = & 1,00524 * T + 0,62198 - PS(T) / \\ & (PB - PS(T)) * (- 0,0009865 * T^2 + 1,8446 * T + \\ & + 2502,36). \end{aligned}$$

onde:

HS é a entalpia do ar saturado (KJ/kg);

PB é a pressão barométrica (KPa);

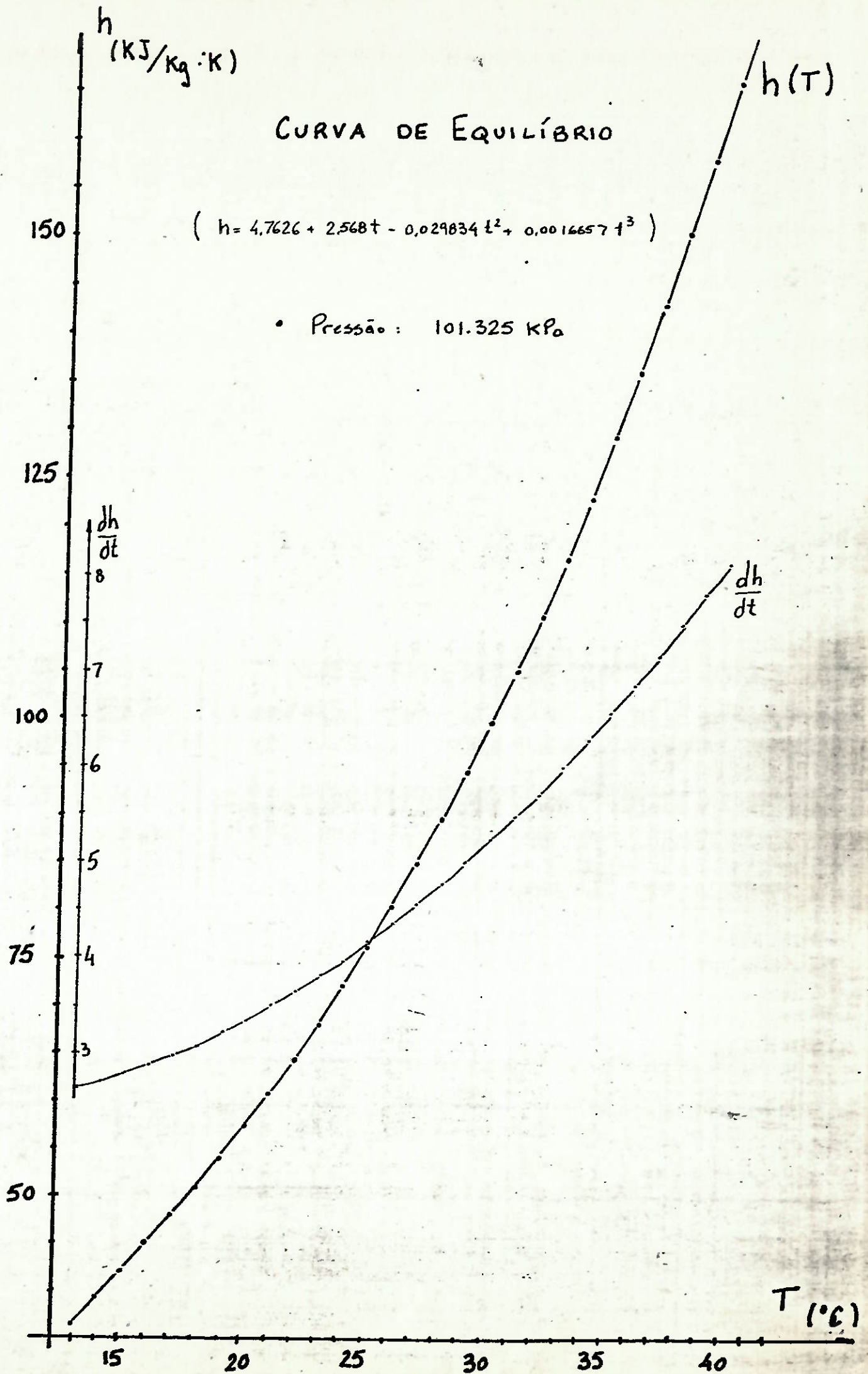
T é a temperatura da mistura ($^{\circ}\text{C}$) e

PS(T) é a pressão de saturação da mistura (KPa), que pode ser escrita em função da temperatura T como:

$$\begin{aligned} \text{PS(T)} = & \text{EXP} (70,45041619 - 8,2 * \\ & \ln (T + 273,16) + 0,00571332 * (T + 273,16) - \\ & 7235,436164 / (T + 273,16)) - \text{EXP} (0,053 * T - 4,665) \end{aligned}$$

OBSERVAÇÃO:

Inicialmente se pensou em definir a curva por uma reta, mas analisando a sua derivada observou-se que isso implicaria em grandes erros, conforme se constata pelo gráfico da página seguinte.



4.2- DETERMINAÇÃO NUMÉRICA DO NUT E DO PARÂMETRO $h_c \cdot A / Cp_u$ PARA TORRES DE CONTRA-FLUXO.

O cálculo do NUT para torres de contra-fluxo pode ser feito resolvendo-se numericamente a equação 5 do capítulo anterior

$$NUT = Cp_w \int_{TE_w}^{TS_w} \frac{dT_w}{h_i - h}$$

através de um procedimento que supõe conhecidas as variáveis que definem o funcionamento da torre, a pressão barométrica local e a equação que define a curva de equilíbrio.

Esse procedimento simplesmente resolve a integral

$$\int_{TE_w}^{TS_w} \frac{dT_w}{h_i - h} \quad \text{como uma somatória:}$$

$$\sum_{I=1}^N \left(\frac{1}{h_i - h} \right)_I \Delta T_w = \Delta T_w \times \sum_{I=1}^N 1/(h_i - h)_I$$

desde a base até o topo da torre, previamente dividida em N seções, com decrementos iguais de temperatura ΔT_w .

E para encontrarmos a condição do ar na seção superior, basta utilizarmos a primeira Lei e definir o incremento de entalpia como:

$$\Delta h_a = Cp_w \cdot \dot{m}_w \cdot \Delta T_w / \dot{m}_{ar}$$

Assim teremos:

PROCEDIMENTO DE CÁLCULO:

(a) Cálculo do decremento de temperatura para a água (ΔT_w):

$$dT_w = \Delta T_w = (TE_w - TS_w) / N ,$$

onde:

 TE_w é a temperatura de entrada da água, TS_w é a temperatura de saída da água e N é o número de seções em que se divide a torre.(b) Cálculo do incremento de entalpia para o ar (Δh_a):

$$\dot{m}_{ar} dh = \dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot dT_w \quad \text{assim;}$$

$$dh = \Delta h_a = 4,19 \times \Delta T_w \times L / G ,$$

onde:

 $\dot{m}_w = L$ é a vazão de água (kg/s); $\dot{m}_{ar} = G$ é a vazão de ar (kg/s); e $Cp_w = 4,19$ kJ/kg K é o calor específico a pressão constante da água.(c) Cálculo da entalpia do ar na entrada da torre (h_{a_o}):

Basta utilizarmos a curva de equilíbrio:

$$h_{a_o} = HS(TBU) ,$$

onde

TBU é a temperatura de bulbo-úmido do ar na entrada da torre ($^{\circ}\text{C}$).

(d) Cálculo da somatória que resolve a integral (S)

$$S = \sum_{I=0}^N 1/(h_{1_I} - h_{a_o} - \Delta h_a(I - 0,5))$$

onde

$$h_{i_I} = HS / (TS_w + \Delta T_w (I - 0,5))$$

(e) Cálculo do NUT :

$$NUT = 4,19 \times S \times \Delta T_w$$

(f) Cálculo do parâmetro $h_c \cdot A/Cp_u$

$$h_c \cdot A/Cp_u = NUT \times L$$

Observação:

A precisão desse cálculo depende unicamente do número de seções em que a torre for dividida.

4.3- DETERMINAÇÃO NUMÉRICA DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA PARA TORRES DE FLUXO CRUZADO.

Utilizando o modelamento desenvolvido no capítulo anterior (item 3.3), podemos estabelecer um procedimento para a determinação numérica da temperatura de saída da água em uma torre de fluxo cruzado.

Primeiramente precisamos de um método para resolver as equações do volume diferencial da torre, conforme a figura K do capítulo anterior. Esse volume diferencial deve ser transformado em uma célula de tamanho definido, de acordo com o que pode ser visto na figura C, a seguir:

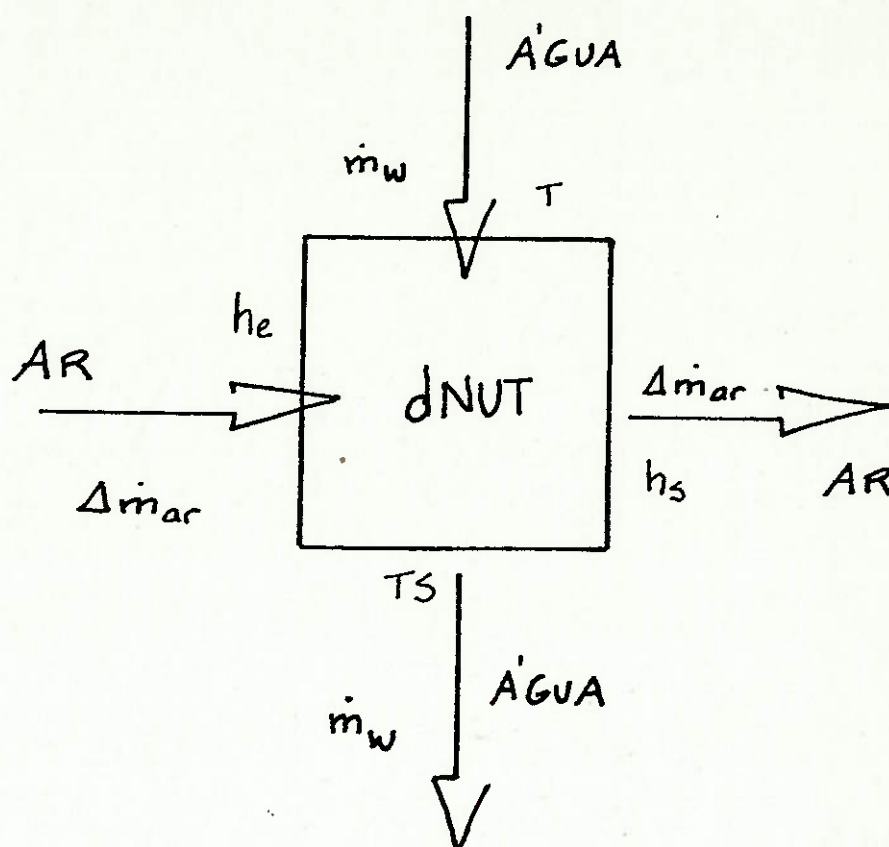


FIGURA C - CÉLULA GENÉRICA DA TORRE DE FLUXO CRUZADO.

As equações que definem a célula são:

$$\delta q = \frac{h_c \cdot dA}{Cp_u} (h_i - h_{ar}) \quad (I)$$

onde:

$$h_i = HS (T_i) ;$$

$$T_i = (T + TS) / 2 ; \text{ e}$$

$$h_{ar} = (h_e + h_s)$$

$$\delta q = \dot{\Delta m}_{ar} \cdot (h_s - h_e) \quad (II); \text{ e}$$

$$\delta q = \dot{\Delta m}_w \cdot Cp_w \cdot (T - TS) \quad (III) \cdot$$

Temos, então três equações e quatro incógnitas: δq , h_i , TS e h_s . A quarta equação é a curva de equilíbrio $h_i = HS(T_i)$ e pela sua presença, esse sistema precisará ser resolvido por aproximações sucessivas.

Mas antes de estabelecermos o método para resolvê-lo, vamos juntar as equações (I) e (II) e depois as equações (II) e (III):

$$(I) = (II)$$

$$\frac{h_c \, dA}{Cp_u} (h_i - h_{ar}) = \dot{m}_{ar} \cdot (h_s - h_c)$$

$$\frac{(h_c \cdot A / Cp_u)}{Z \cdot W} \cdot \left(h_i - \left(\frac{h_e + h_s}{2} \right) \right) = \dot{m}_{ar} (h_s - h_e)$$

$$\dot{m}_{ar} h_s - \dot{m}_{ar} h_e = \left(\frac{h_e \cdot A / Cp_u}{Z \cdot W} \right) \left(h_i - \frac{h_e}{2} \right) - \frac{(h_c \cdot A / Cp_u)}{Z \cdot W} \cdot \frac{h_s}{2}$$

$$\dot{m}_{ar} \cdot h_s + \frac{(h_c \cdot A / Cp_u)}{Z \cdot W \cdot 2} \cdot h_s = \frac{(h_c \cdot A / Cp_u)}{Z \cdot W} \left(h_i - \frac{h_e}{2} \right) + \dot{m}_{ar} h_e$$

Logo:

$$h_s = \frac{\left[\frac{(h_c \cdot A / Cp_u)}{Z \cdot W} (h_i - h_e) + \dot{m}_{ar} \cdot h_e \right]}{\dot{m}_{ar} + \frac{(h_c \cdot A / Cp_u)}{A \cdot W \cdot 2}} \quad (IV)$$

$$(II) = (III)$$

$$\dot{m}_w \cdot Cp_w \cdot (T - TS) = \dot{m}_{ar} (h_s - h_e)$$

$$T - TS = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_w \cdot Cp_w} (h_s - h_e)$$

Logo,

$$TS = T - \frac{\dot{\Delta m}_{ar}}{\dot{\Delta m}_w \cdot C_{p_u}} \cdot (h_s - h_e) \quad (V)$$

Feito isso, podemos resolver o sistema segundo o procedimento abaixo:

PROCEDIMENTO PSY

- (a) Cálculo da entalpia correspondente à temperatura de entrada da água (h_m)

$$h_m = HS(T)$$

- (b) Chute inicial de TS:

$$TS = T - 2$$

- (c) Cálculo da entalpia de saída do ar, conhecido TS? (h_s ?)

Pela equação (IV), tem-se:

$$h_s ? = \frac{\left[\frac{h_c \cdot A / C_{p_u}}{Z \cdot W} (h_i - h_e) + \dot{\Delta m}_{ar} \cdot h_e \right]}{\dot{\Delta m}_{ar} + \frac{(h_e \cdot A / C_{p_u})}{Z \cdot W \cdot 2}}$$

onde:

$$h_i = (h_m + h_q) / 2 \quad e$$

$$h_q = HS(TS?)$$

- (d) Cálculo da temperatura de saída da água (TS), conhecido h_s ?

Pela equação (V), tem-se:

$$TS = T - \frac{\dot{\Delta m}_{ar}}{\dot{\Delta m}_w \cdot C_{p_w}} (h_s? - h_e)$$

(e) Verificação:

Se $TS = TS?$, então

TS é a temperatura de saída da água e $h_s?$ é a entalpia de saída do ar, senão fazemos $TS? = TS$ e com essa nova temperatura voltamos ao item (c) desse procedimento.

Esse procedimento converge muito rapidamente e é o adequado para a solução do sistema.

Uma vez resolvidas as equações de uma célula, podemos desenvolver um procedimento para calcular a temperatura de saída da água.

Para isso basta percorrermos a torre da seção de entrada do ar para a de saída, de cima para baixo, resolvendo todas as células em que foi dividida a torre e ao terminar toda a torre basta fazermos a média das temperaturas de saída das células inferiores. Assim:

PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

(a) Cálculo das vazões por célula:

$$\dot{\Delta m}_w = \Delta L = \dot{m}_w / W ,$$

onde W é o número de colunas em que a torre foi dividida

$$\dot{\Delta m}_{ar} = \Delta G = \dot{m}_{ar} / Z ,$$

onde Z é o número de seções em que a torre foi dividida.

(b) Cálculo do parâmetro de troca:

$$K = \frac{(h_c \cdot A / Cp_u)}{Z \cdot W}$$

(c) Cálculo da entalpia de entrada do ar na torre (h_e)

$$h_e = HS \text{ (TBU)}$$

(d) Para $i = 1$ até $i = W$, faz-se

$$T_i = TE$$

(e) Para $j = 1$ até $j = Z$, faz-se:

$$H_e = h_e$$

para $i = 1$ até $i = W$, faz-se:

(i) cálculo de T_s e h_s , dados

T_i e H_e como valores de entrada na célula, ΔL e ΔG como vazões e utilizando o procedimento PSY.

$$(ii) \quad T_i = T_s$$

$$(iii) \quad H_e = h_s$$

(f) Calcula-se a temperatura de saída da água (TS_w)

$$TS_w = \left(\sum_{i=1}^w T_i \right) / W$$

Observação: Nesse caso, a precisão do cálculo depende do número de células em que a torre for dividida e também da precisão do cálculo descrito pelo procedimento PSY.

4.4- ANÁLISE DA VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS DA TORRE (NUT e UA/Cp_u) EM FUNÇÃO DAS VARIÁVEIS DE FUNCIONAMENTO.

Para podermos determinar o parâmetro mais adequado para a simulação, vamos analisar a influência das temperaturas e das vazões no cálculo do NUT e do parâmetro UA/Cp_u das torres de contra-fluxo. Os dados que utilizaremos serão os obtidos de catálogos de fabricantes, supostos como dados de pontos de funcionamento reais.

4.4.1- Influência das Temperaturas.

Voltemos a definição do NUT, dada pela fórmula 4, do capítulo anterior:

$$NUT = (h_c \cdot A) / (\dot{m}_w \cdot Cp_u)$$

Analisando suas variáveis separadamente, podemos - dizer que a área da interface ar-água (A) e a vazão em massa de água ($\dot{m}_w$) não variam ao variarmos qualquer temperatura do processo. O mesmo não podemos afirmar sobre h_c e Cp_u , mas sabemos que a variação dessas propriedades com a temperatura é desprezível na faixa de utilização das torres (de 0°C a 60°C). Dessa forma, podemos considerar, com suficiente precisão, que o NUT não sofre influência das temperaturas.

4.4.2- Influência das Vazões.

Por outro lado, analisando qualitativamente o NUT, vemos que a presença de $\dot{m}_w$ na sua determinação já demonstra que a vazão de água é extremamente relevante no seu cálculo.

Além disso, o valor de $h_c \cdot A / Cp_u$, função dinâmica dos padrões do escoamento de ar e da dinâmica da queda da torre de resfriamento, embora essencialmente constante para a torre quando as vazões permanecem constantes, apresentará variação em seu valor se a relação $\dot{m}_w / \dot{m}_{ar}$ variar.

Utilizando os dados de catálogos e uma subrotina para o cálculo do NUT e do parâmetro UA/Cp_u , conforme definida no item 4.2, podemos obter as tabelas I e II a anexas.

A tabela I abrange pontos com variáveis de entrada distinta e a tabela II abrange somente pontos com:

- temperatura de bulbo úmido do ar = 19°C ;
- temperatura de entrada da água = 34°C e
- vazão de ar = 5,27 kg/s, para a torre VXT - 30 e 8,4 kg/s para a torre VxT - 65.

E, a partir dessas tabelas, podemos construir os gráficos que seguem.

Observando os gráficos, podemos ver que a variação do NUT com as vazões é significativa, enquanto que a variação do parâmetro UA/Cp_u , embora evidente, em poucos casos ultrapassa 10%.

Mas antes de chegarmos a uma conclusão definitiva, devemos analisar mais alguns detalhes.

4.4.3- Análise da Influência da Temperatura de Saída da Água no Cálculo dos Parâmetros.

No item 4.4.1 já havíamos concluído que as temperaturas não influem no valor dos parâmetros de uma torre de resfriamento determinada. Nesse item, vamos analisar a influência da temperatura de saída da água no cálculo numérico do NUT e do parâmetro UA/Cp_u , conforme o definido no item 4.2.

Isso é feito, basicamente, para estabelecermos qual a variação aceitável desses parâmetros para conseguirmos uma simulação que forneça resultados confiáveis.

Dessa forma, para realizarmos essa análise, basta estudarmos os resultados das tabelas III, IV, V e VI, anexas.

Com os dados dessas tabelas, podemos construir os gráficos que seguem.

E, observando esses resultados, concluímos que variações de 1% no valor da temperatura de saída da água fornecem variações de pelo menos 10% no valor do parâmetro UA/Cp_u e variações relativas ainda maiores no valor do NUT.

4.4.4.- Conclusões.

A partir dos resultados e das análises dos itens anteriores, podemos estabelecer dois modos de simulações distintos:

O primeiro, levando em consideração a influência da temperatura de saída da água no resultado do cálculo do parâmetro UA/Cp_u e sua pequena variação com as vazões, procederá a simulação a partir de um único ponto de funcionamento (geralmente adota-se o ponto utilizado na seleção da torre, suposto conhecido) e considerará o valor de UA/Cp_u constante em cada caso a simular. Esse modo apresenta grande precisão na simulação de condições com pequenas variações de vazão de água e fornece boas estimativas para condições em que a vazão de água for muito diferente da escolhida para o ponto de funcionamento dado.

Já, o outro modo de simulação, para levar em conta a influência das vazões, procederá a simulação a partir de dois pontos de funcionamento, com vazões distintas e, assumindo que o NUT varia linearmente com a relação $\dot{m}_w/\dot{m}_{ar}$, determinará seu valor para cada ponto a simular.

Esse modo apresenta a mesma precisão que o anterior para simular condições onde as vazões variam pouco, mas apresenta uma confiabilidade maior para simular condições em que a relação $\dot{m}_w/\dot{m}_{ar}$ for variável. Porém, mesmo sendo preciso, - neste caso, utilizarmos dois pontos de funcionamento de vazões distintas e sabermos que, na prática, a magnitude de variação da relação $\dot{m}_w/\dot{m}_{ar}$ não é grande, adotaremos, para simulação, o segundo modo e, isso posto, podemos definir o algoritmo de simulação.

4.5- DEFINIÇÃO DOS ALGORITMOS DE SIMULAÇÃO.

Para torres de contra-fluxo, já definimos o método para determinar o valor do NUT e do parâmetro UA/Cp_u . Resta-nos, agora, definir um método para, conhecido o valor do NUT ou os dados de um ponto de funcionamento, determinar a temperatura de saída da água.

Do mesmo modo, para torres de fluxo cruzado, falta-nos apenas definir um método para determinar o valor de seu UA/Cp_u .

Depois de definí-los, poderemos apresentar o programa de simulação.

4.5.1- Cálculo da Temperatura de Saída da Água (TS_w) para Torres de Contra-Fluxo.

Uma vez que a função que define a curva de equilíbrio não é linear, o melhor método para o cálculo da temperatura de saída da água é através de aproximações sucessivas, - assumindo um valor para TS e verificando se o parâmetro - calculado é igual ao parâmetro da torre. Assim:

MÉTODO DE CÁLCULO

a) Determinação de um intervalo que compreende TS_w :

$$T1_w = TBU$$

$T2_w = TE_w$ pois a temperatura de saída da água só poderá estar entre sua temperatura de entrada e a temperatura de bulbo úmido do ar.

b) Valor assumido para TS_w :

$TS_w = (T1_w + T2_w) / 2$, adotando TS_w sempre no meio do intervalo que a contém.

c) Cálculo do parâmetro UA/Cp_u , com TS_w adotada.

d) Verificação:

- . se UA/Cp_u calculada for maior que UA/Cp_u da torre, faz-se $T1_w = TS_w$, diminuindo-se o intervalo pela metade;
- . se UA/Cp_u calculada for menor que UA/Cp_u da torre faz-se $T2_w = TS_w$, pois agora a TS_w real só poderá estar - na metade inferior do intervalo (que apresenta valores - maiores para UA/Cp_u), e
- . se UA/Cp_u calculada for igual a UA/Cp_u da torre, então te remos encontrado a TS real.

e) Enquanto não for encontrada TS_w real, devemos repetir o cálculo a partir de b.

Observação: Na verdade, a igualdade entre os valores de UA/Cp_u da torre e UA/Cp_u calculada deve-se estabelecer dentro de certa tolerância.

4.5.2- Cálculo do Parâmetro UA/Cp_u para Torres de Fluxo Cruzado.

Aqui inicialmente devemos encontrar o intervalo que compreende o parâmetro e depois, por aproximações sucessivas, determinar seu valor real.

MÉTODO DE CÁLCULO

- a) Determinação de um intervalo que compreenda o parâmetro UA/Cp_u :

$$UA/Cp_u = 0$$

$$UA/Cp_u = UA/Cp_u + 4$$

se a TS calculada com esse parâmetro for maior que a TS real, volto ao passo anterior, senão, o intervalo estará definido como:

$$H1 = UA/Cp_u - 4$$

$$H2 = UA/Cp_u$$

- b) Valor assumido para UA/Cp_u :

$$UA/Cp_u = (H1 + H2) / 2$$

- c) Cálculo da TS com o parâmetro adotado:

- d) Verificação:

. se TS_{calc} calculada for maior que a TS_{real} , faz-se

$$H1 = UA/Cp_u ,$$

. se TS_{calc} calculada for menor que a TS_{real} , faz-se

$$H2 = UA/Cp_u ; \text{ e}$$

. se TS_{calc} calculada for igual, faz-se $H2 = UA/Cp_u$, com a devida tolerância, a TS_{real} , teremos encontrado o valor do parâmetro.

e) Enquanto não for encontrado UA/Cp_u , devemos repetir o cálculo a partir de b.

4.5.3- Apresentação do Programa Real.

Agora temos condições de definir o programa de simulação, já na linguagem BASIC, como segue:

Listagem 1 : Tipo Subrotina

```

10 REM
20 REM  SIMULACAO DE TORRES
30 REM
40 REM  DADOS NECESSARIOS:
50 REM  CHAVE,PB,TBU,TEW,L,G
60 REM  TSW OU P1,NA,P2,NB
70 DIM T(10)
90 REM
100 REM  CURVA DE EQUILIBRIO
110 DEF FN PS(T) = EXP (70.45041619 - 8.2 * LOG (T + 273.16) + 5.
71332E - 3 * (T + 273.16) - 7235.436164 / (T + 273.16)) - EXP (
.053 * T - 4.665)
120 DEF FN HS(T) = 1.00524 * T + .62198 * FN PS(T) / (PB - FN PS(
T)) * ( - .0009865 * T * T + 1.8446 * T + 2502.36)
130 REM
200 REM  OPCAO PELA CHAVE:
210 IF CHAVE = 11 GOTO 1500
220 IF CHAVE = 12 GOTO 2500
230 IF CHAVE = 21 GOTO 3500
240 IF CHAVE = 22 GOTO 4500
250 GOTO 5000
990 REM
1000 REM  TORRE DE CONTRA-FLUXO
1110 REM
1200 REM  SUBROTINA DE CALCULO DO NUT
1210 N = 10
1220 DTW = (TEW - TSW) / N:DHA = 4.19 * DTW * L / G
1230 HA0 = FN HS(TBU)
1240 HZ = FN HS(TEW):DS = (HZ - HA0) / N
1250 IF DS < DH GOTO 1400
1260 S = 0
1270 FOR I = 1 TO N
1280 TIW = TSW + DTW * (I - .5)
1290 HII = FN HS(TIW)
1300 S = S + 1 / (HII - HA0 - DHA * (I - .5))
1310 NEXT I
1320 NUT = DTW * 4.19 * S
1330 UA = NUT * L
1340 GOTO 1480
1400 NUT = 9.99E + 32
1440 UA = 9.99E + 32
1480 RETURN
1490 REM

```



```

1510 GOSUB 1200
1520 P1 = L / G
1530 NA = NUT
1540 GOTO 5000
1550 REM
2500 REM CALCULO DE TSW
2590 PT = UA + (NB - NA) * (L / G - P1) / (P2 - P1); T1W = T10; T2W = T
    EQ
2600 TSW = (T1W + T2W) / 2
2610 GOSUB 1200
2620 IF ABS (NUT - PT) * 100 / PT < 1 GOTO 2660
2630 IF NUT > PT THEN T1W = TSW
2640 IF NUT < PT THEN T2W = TSW
2650 GOTO 2600
2660 GOTO 5000
2800 REM
3000 REM TORRE DE FLUXO CRUZADO
3200 REM SUBROTINA DE CALCULO DE TSW
3210 W = 10; Z = 10
3220 DL = L / W; DG = G / Z; DUA = UA / (W * Z)
3230 HH = FN HS(TBU)
3240 FOR I = 1 TO W
3250 T(I) = TEW
3260 NEXT I
3270 FOR J = 1 TO Z
3280 HE = HH
3290 FOR I = 1 TO W
3300 REM SUBROTINA PSY
3310 TI = T(I)
3320 HM = FN HS(TI)
3330 TD = T(1) - 2
3340 HD = FN HS(TD)
3350 HZ = (.50 * DUA * (HM + HD - HE) + DG * HE) / (DG + DUA / 2)
3360 TS = T(I) + DG * (HE - HZ) / (4.19 * DL)
3370 IF ABS (TS - TD) / TS * 100 < .01 GOTO 3400
3380 TD = TS
3390 GOTO 3340
3395 REM
3400 T(I) = TS; HE = HZ
3410 NEXT I
3420 NEXT J
3430 TSW = 0
3440 FOR I = 1 TO W
3450 TSW = TSW + T(I)
3460 NEXT I
3470 TSW = TSW / W
3480 RETURN
3490 REM
3500 REM CALCULO DOS PARAMETROS
3510 TP = TSW
3590 UA = 0
3600 UA = UA + 4
3610 GOSUB 3200
3620 IF TSW > TP GOTO 3600
3630 N1 = UA - 4; N2 = UA
3640 UA = (N1 + N2) / 2
3650 GOSUB 3200
3660 IF ABS (TP - TSW) / TP * 100 < 1 GOTO 3700
3670 IF TSW > TP THEN N1 = UA
3680 IF TSW < TP THEN N2 = UA
3690 GOTO 3640
3700 P1 = L / G
3710 NA = UA / L
3790 GOTO 5000
4500 REM CALCULO DE TSW
4510 UA = L * (NA + (NB - NA) * (L / G - P1) / (P2 - P1))
4520 GOSUB 3200
5000 RETURN

```

```

10 REM
20 REM  SIMULACAO DE TORRES
30 DS = CHR$(4): PRINT DS;"PR#1"
40 HOME : PRINT : PRINT "      SIMULACAO DE TORRES DE RESFRIAMENTO": PR
   : PRINT
50 PRINT : INPUT "DESIGNACAO DA TORRE: ";B$: PRINT
60 INPUT "PRESSAO BAROMETRICA (KPA): ";PB: PRINT
70 DIM T(10)
80 QZ = 0
90 REM
100 REM  CURVA DE EQUILIBRIO
110 DEF FN PS(T) = EXP (70.45041619 - 0.2 * LOG (T + 273.16) + 5.
    71332E - 3 * (T + 273.16) - 7235.436164 / (T + 273.16)) - EXP (
    .053 * T - 4.665)
120 DEF FN HS(T) = 1.00524 * T + .62198 * FN PS(T) / (PB - FN PS(
    T)) * ( - .0009865 * T * T + 1.8446 * T + 2502.36)
130 REM
190 REM
200 REM  ESCOLHA DO EQUIPAMENTO
210 PRINT : PRINT DS;"PR#0": PRINT "      EQUIPAMENTOS:": PRINT
220 PRINT "(A)  TORRE DE CONTRA-FLUXO": PRINT
230 PRINT "(B)  TORRE DE FLUXO CRUZADO": PRINT
270 GOTO 290
280 PRINT "OPCAO INVALIDA"
290 PRINT "QUAL O TIPO DE EQUIPAMENTO ESCOLHIDO? ": PRINT : GET A$
300 IF A$ = "A" GOTO 1000
310 IF A$ = "B" GOTO 3000
350 GOTO 280
490 REM
500 REM  ENTRADA DE DADOS
560 INPUT "TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): ";TBU
570 INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): ";TEW
580 INPUT "VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): ";L
600 INPUT "VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): ";G
610 RETURN
800 REM
990 REM
1000 REM  TORRE DE CONTRA-FLUXO
1005 PRINT DS;"PR#1"
1010 PRINT DS;"PR#1"
1020 HOME : PRINT "      TORRE DE CONTRA-FLUXO": PRINT : PRINT
1030 PRINT DS;"PR#0": PRINT "      ESCOLHA A OPCAO:": PRINT
1040 PRINT : PRINT "(A)  CALCULO DOS PARAMETROS DA TORRE"
1050 PRINT : PRINT "(B)  SIMULACAO PELO MODO 1 (MW/MAR:CTE)          PAR
    A CALCULO DA TEMP(AGUA)DE SAIDA"
1060 PRINT : PRINT "(C)  SIMULACAO PELO MODO 2 (MW/MAR:VAR)          PAR
    A CALCULO DA TEMP(AGUA)DE SAIDA"
1070 PRINT : PRINT "(-)  TERMINAR A SIMULACAO"
1080 PRINT : PRINT "QUAL A ESCOLHA?": GET A$
1090 IF A$ = "A" GOTO 1500
1100 IF A$ = "B" GOTO 2200
1110 IF A$ = "C" GOTO 2500
1120 GOTO 4900
1190 REM
1200 REM  SUBROTINA DE CALCULO DO NUT
1210 N = 10
1220 DTW = (TEW - TSW) / N:DHA = 4.19 * DTW * L / G
1230 HA0 = FN HS(TBU)
1240 HZ = FN HS(TEW):DS = (HZ - HA0) / N
1250 IF DS < DH GOTO 1400
1260 S = 0
1270 FOR I = 1 TO N

```

```

1300 S = S + 1 / (M11 - NAO - DUA * (1 - .5))
1310 NEXT I
1320 NUT = DTU * 4.19 * S
1330 UA = NUT * L
1340 GOTO 1400
1400 NUT = 9.99E + 32
1440 UA = 9.99E + 32
1480 RETURN
1490 KLM
1500 REM CALCULO DE PARAMETROS DA TORRE
1505 PRINT D$;"PR#1"
1510 HOME : D$ = CHR$(4) : PRINT D$;"PR#1" : PRINT "CALCULO DE PARAME
TROS DA TORRE" : PRINT
1530 PRINT : PRINT "DADOS DO PONTO DE FUNCIONAMENTO:" : PRINT
1540 GOSUB 500
1550 INPUT "TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C) : "; TSW : PRINT
1560 GOSUB 1200
1570 PRINT "PARAMETROS DA TORRE "; B$ : PRINT
1580 IF UA > 9.99E + 30 GOTO 1620
1590 PRINT "RELACAO ENTRE VAZoes: MW/MAR="; L / G
1600 PRINT "ADIMENSIONAL N U T = "; NUT
1610 PRINT "U.A / CPU = "; UA; " KG/S" : PRINT : GOTO 1650
1620 PRINT " NUT INFINITO, OU PONTO DE FUNCIONAMENTO INVIABEL" : PRINT

1630 PRINT " (ENTRE COM OUTROS DADOS)" : PRINT
1640 GOTO 1530
1650 HOME : PRINT D$;"PR#0" : PRINT "DESEJA OUTRO CALCULO? (S/N)" : GET
A$
1660 IF A$ = "S" GOTO 1500
1670 GOTO 4900
1990 REM
2000 REM SIMULACAO DE TORRES DE CONTRA-FLUXO
2010 PRINT : PRINT "SIMULACAO DE TORRES DE CONTRA-FLUXO" : PRINT
2020 RETURN
2030 PRINT " ENTRE COM OS DADOS DE "; C$; " PONTO DE FUNCIONAMENTO" : PR

2040 GOSUB 500
2050 INPUT "TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C) : "; TSW
2060 PRINT : PRINT
2070 GOSUB 1200
2080 IF UA < 9.99E + 30 GOTO 2100
2090 PRINT "PONTO DE FUNCIONAMENTO INVIABEL" : PRINT : GOTO 2030
2100 IF C$ < > "UM" GOTO 2130
2110 P1 = L / G : NA = NUT
2120 RETURN
2130 P2 = L / G : NB = NUT : IF P1 = P2 GOTO 2090
2140 RETURN
2150 REM
2200 REM MOD0 1
2205 PRINT D$;"PR#1" ---
2210 HOME : PRINT D$;"PR#1" : GOSUB 2000
2220 C$ = "UM"
2230 GOSUB 2030
2240 PT = UA
2250 PRINT : PRINT " NOVAS CONDICoes A SIMULAR"
2260 OZ = 0
2270 OZ = OZ + 1 : PRINT : PRINT : PRINT " CONDICoes DE ENTRADA DO PON
TO "; OZ : PRINT
2280 GOSUB 500
2290 T1W = TBU : T2W = TEW
2300 TSW = (T1W + T2W) / 2
2310 GOSUB 1200
2320 IF ABS (UA - PT) * 100 / PT < 1 GOTO 2360
2330 IF UA > PT THEN T1W = TSW
2340 IF UA < PT THEN T2W = TSW
2350 GOTO 2300
2360 PRINT : PRINT " # A TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA E' "; TSW; "
CELSIUS" : PRINT
2370 PRINT D$;"PR#0" : HOME : PRINT "DESEJA SIMULAR OUTRA CONDICA0? (

```



```

2380 IF A$ < > "S" GOTO 4900
2395 PRINT D$;"PR#1"
2390 PRINT D$;"PR#1": GOTO 2270
2400 REM
2500 REM MODO 2
2505 PRINT D$;"PR#1"
2510 HOME : PRINT D$;"PR#1": GOSUB 2000
2520 C$ = "U1"
2530 GOSUB 2030
2540 C$ = "OUTRO"
2550 GOSUB 2030
2560 PRINT : PRINT " NOVAS CONDICÖES A SIMULAR": O% = 0
2570 O% = O% + 1: PRINT : PRINT : PRINT " CONDICÖES DE ENTRADA DO PON
TO "; O%: PRINT
2580 GOSUB 500
2590 PT = NA + (NB - NA) * (L / G - P1) / (P2 - P1): T1W = TBU: T2W = T
EW
2600 TSW = (T1W + T2W) / 2
2610 GOSUB 1200
2620 IF ABS (NUT - PT) * 100 / PT < 1 GOTO 2660
2630 IF NUT > PT THEN T1W = TSW
2640 IF NUT < PT THEN T2W = TSW
2650 GOTO 2600
2660 PRINT : PRINT " ## A TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA E' "; TSW;
" CELSIUS.": PRINT
2670 PRINT D$;"PR#0": HOME : PRINT "DESEJA SIMULAR OUTRA CONDICAÖ? (
S/N)": GET A$
2680 IF A$ < > "S" GOTO 4900
2685 PRINT D$;"PR#1"
2690 PRINT D$;"PR#1": GOTO 2570
2800 REM
3000 REM TORRE DE FLUXO CRUZADO
3005 PRINT D$;"PR#1"
3010 PRINT D$;"PR#1"
3020 HOME : PRINT " TORRE DE FLUXO-CRUZADO": PRINT : PRINT
3030 PRINT D$;"PR#0": PRINT " ESCOLHA A OPCAO:": PRINT
3040 PRINT : PRINT "(A) CALCULO DOS PARAMETROS DA TORRE"
3050 PRINT : PRINT "(B) SIMULACAO E CALCULO DA TEMPERATURA DE S
AIDA DA AGUA (TSW)"
3060 PRINT : PRINT "(-) TERMINAR A SIMULACAO"
3070 PRINT : PRINT "QUAL A ESCOLHA?": GET A$
3080 IF A$ = "A" GOTO 3500
3090 IF A$ = "B" GOTO 4000
3100 GOTO 4900
3190 REM
3200 REM SUBROTINA DE CALCULO DE TSW
3210 W = 10: Z = 10
3220 DL = L / W: DG = G / Z: DUA = UA / (W * Z)
3230 HH = FN HS(TBU)
3240 FOR I = 1 TO W
3250 T(I) = TEW
3260 NEXT I
3270 FOR J = 1 TO Z
3280 HE = HH
3290 FOR I = 1 TO W
3300 REM SUBROTINA PSY
3310 TI = T(I)
3320 HM = FN HS(TI)
3330 TD = T(I) - 2
3340 HD = FN HS(TD)
3350 HZ = (.50 * DUA * (HM + HD - HE) + DG * HE) / (DG + DUA / 2)
3360 TS = T(I) + DG * (HE - HZ) / (4.19 * DL)
3370 IF ABS (TS - TD) / TS * 100 < .01 GOTO 3400
3380 TD = TS
3390 GOTO 3340
3395 REM
3400 T(I) = TS: HE = HZ
3410 NEXT I

```

```

3440 FOR I = 1 TO W
3450 TSW = TSW + T(I)
3460 NEXT I
3470 TSW = TSW / W
3480 RETURN
3490 REM
3500 REM CALCULO DOS PARAMETROS
3510 PRINT D$;"PR#1"
3520 HOME : D$ = CHR$(4): PRINT D$;"PR#1": PRINT "CALCULO DE PARAME
TROS DA TORRE": PRINT
3530 PRINT : PRINT "DADOS DO PONTO DE FUNCIONAMENTO:" : PRINT
3540 GOSUB 500
3550 INPUT "TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (L): ";TP: PRINT
3560 IF TP < TBU GOTO 3580
3570 IF TP < TEW GOTO 3590
3580 PRINT : PRINT "TEMPERATURA INCOMPATIVEL, FORNECA OUTRA.": GOTO
3550
3590 UA = 0
3600 UA = UA + 4
3610 GOSUB 3200
3620 IF TSW > TP GOTO 3600
3630 N1 = UA - 4:N2 = UA
3640 UA = (N1 + N2) / 2
3650 GOSUB 3200
3660 IF ABS (TP - TSW) / TP * 100 < .1 GOTO 3700
3670 IF TSW > TP THEN N1 = UA
3680 IF TSW < TP THEN N2 = UA
3690 GOTO 3640
3700 IF Q% = 2 THEN RETURN
3710 PRINT : PRINT "PARAMETROS DA TORRE ";D$: PRINT
3720 PRINT "RELACAO ENTRE VAZOES: MW/MAR= ";L / G
3730 PRINT "ADIMENSIONAL NUT = ";UA / L
3740 PRINT "U.A / CPU = ";UA;" KG/S.": PRINT
3750 HOME : PRINT D$;"PR#0": PRINT "DESEJA OUTRO CALCULO? (S/N)": GET
A$
3760 PRINT : PRINT
3770 IF A$ = "S" GOTO 3500
3780 GOTO 4900
3790 REM
3800 REM SIMULACAO
3810 PRINT " ENTRE COM OS DADOS DE ";C$;" PONTO DE FUNCIONAMENTO:" : PR

3820 GOSUB 500
3840 Q% = 2: GOSUB 3550
3850 IF UA < 9.99E + 30 GOTO 3870
3860 PRINT "PONTO DE FUNCIONAMENTO INVIAVEL": PRINT : GOTO 3800
3870 IF C$ < > "UM" GOTO 3900
3880 P1 = L / G:NA = UA / L
3890 RETURN
3900 P2 = L / G:NB = UA / L
3910 IF P2 < > P1 THEN RETURN
3920 PRINT : PRINT "MESMA RELACAO DE VAZOES: ";: GOTO 3860
4000 REM SIMULACAO DE TORRES DE FLUXO CRUZADO
4010 PRINT D$;"PR#1": PRINT D$;"PR#1"
4020 PRINT : PRINT "SIMULACAO DE TORRES DE FLUXO CRUZADO": PRINT
4030 C$ = "UM"
4040 GOSUB 3800
4050 PRINT D$;"PR#0"
4055 HOME
4060 PRINT "CASO SEJAM CONHECIDAS AS VARIAVEIS DE OUTRO PONTO DE F
UNCIONAMENTO, COM RELACAO DE VAZOES DISTINTA, DIGITE X"
4070 PRINT : GET A$
4080 PRINT D$;"PR#1": PRINT D$;"PR#1"
4090 IF A$ < > "X" GOTO 4200
4100 C$ = "OUTRO"
4110 GOSUB 3800
4120 GOTO 4400
4200 PT = UA
4210 PRINT : PRINT " NOVAS CONDICoes A SIMULAR": Q% = 0

```



```

4220 OZ = OZ + 1: PRINT : PRINT : PRINT " CONDICÖES DE ENTRADA DO PON
    TO ";OZ: PRINT
4230 GOSUB 500
4240 GOSUB 3200
4250 PRINT : PRINT " # A TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA E' ";TSW;" C
    ELSIUS": PRINT
4260 PRINT D$;"PR#0": HOME : PRINT "DESEJA SIMULAR OUTRA CONDICAÖ? (
    S/N)": GET A$
4270 IF A$ < > "S" GOTO 4900
4280 PRINT D$;"PR#1"
4290 PRINT D$;"PR#1": GOTO 4220
4300 REM
4400 PRINT : PRINT " NOVAS CONDICOES A SIMULAR":OZ = 0
4410 OZ = OZ + 1: PRINT : PRINT : PRINT " CONDICÖES DE ENTRADA DO PON
    TO ";OZ: PRINT
4420 GOSUB 500
4430 UA = L * (NA + (NB - NA) * (L / G - P1) / (P2 - P1))
4440 GOSUB 3200
4450 PRINT : PRINT " ## A TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA E' ";TSW;" C
    ELSIUS": PRINT
4460 PRINT D$;"PR#0": HOME : PRINT "DESEJA SIMULAR OUTRA CONDICAÖ? (
    S/N)": GET A$
4470 IF A$ < > "S" GOTO 4900
4480 PRINT D$;"PR#1"
4490 PRINT D$;"PR#1": GOTO 4410
4500 REM
4900 REM FIM
4910 HOME : VTAB 11: PRINT " FIM DE PROCESSAMENTO"
5000 END

```

4.6- DEFINIÇÃO DAS CONSTANTES DO PROGRAMA.

Para terminar esse capítulo e encerrar o desenvolvimento do programa, basta definirmos os valores de suas constantes e as tolerâncias envolvidas em suas aproximações.

4.6.1- Definição das Tolerâncias.

Conforme estabelecido anteriormente, as temperaturas que entram como variáveis devem ser fornecidas com a - precisão de décimo de grau, o que equivale acerca de 0,5% de incerteza. E as vazões devem ser fornecidas com precisão de centésimo de grau, o que equivale a cerca de 0,1% de incerteza.

Vimos, também, que o parâmetro UA/Cp_u varia muito com a TS_w , logo sua tolerância pode ser menor.

Assim, para o cálculo da temperatura de saída - da água para torres de contra-fluxo, podemos adotar uma tolerância de 0,1%, para o cálculo do parâmetro UA/Cp_u de torres de fluxo cruzado, podemos adotar, uma tolerância de 1%, e para o cálculo da célula, na subrotina PSY, podemos adotar uma tolerância de 0,01%.

Essas tolerâncias são dez vezes maiores do que a precisão que envolve as suas variáveis, e isso foi assim estabelecido para que o programa não seja, também, uma fonte de erros.

4.6.2- Definição do Número de Seções para Divisão da Torre de Contra-Fluxo (N).

Para escolhermos o valor N , o número de seções em que a torre de contra-fluxo é dividida para o cálculo do parâmetro UA/Cp_u , basta examinarmos as tabelas anexas (tabela VII e tabela XII).

Observando as tabelas apresentadas, podemos concluir que dividir a torre em dez seções é o suficiente para se atingir a precisão necessária em todos os casos. Portanto:

$$N = 10$$

4.6.3- Definição do Número de Seções para Divisão da Torre de Fluxo Cruzado.

Para escolhermos os valores de Z e W , o número de colunas e de linhas em que a torre de fluxo-cruzado é dividida para o cálculo da temperatura de saída da água, basta examinarmos as tabelas anexas (tabela XIII a XVII).

As tabelas XIII, XIV E XV supõem $Z = W$, a tabela XVI supõe $W = 6$ e a tabela XVII supõe $Z = 6$. Verifica-se que o resultado varia se mudarmos a relação Z/W , como era de se esperar, mas essa variação é muito pequena. Dessa forma, fixaremos a condição $Z = W$.

Observando as tabelas apresentadas, podemos concluir que dividir a torre em cem seções é suficiente para se atingir a precisão necessária em todos os casos. Portanto:

$$Z = W = 10$$

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

5. ANÁLISES FINAIS E CONCLUSÕES

5. ANÁLISES FINAIS E CONCLUSÕES.

5.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Uma vez desenvolvido o algoritmo de simulação de torres, podemos utilizá-los em estudos variados, como na análise da influência das variáveis de entrada sobre a temperatura de saída da água.

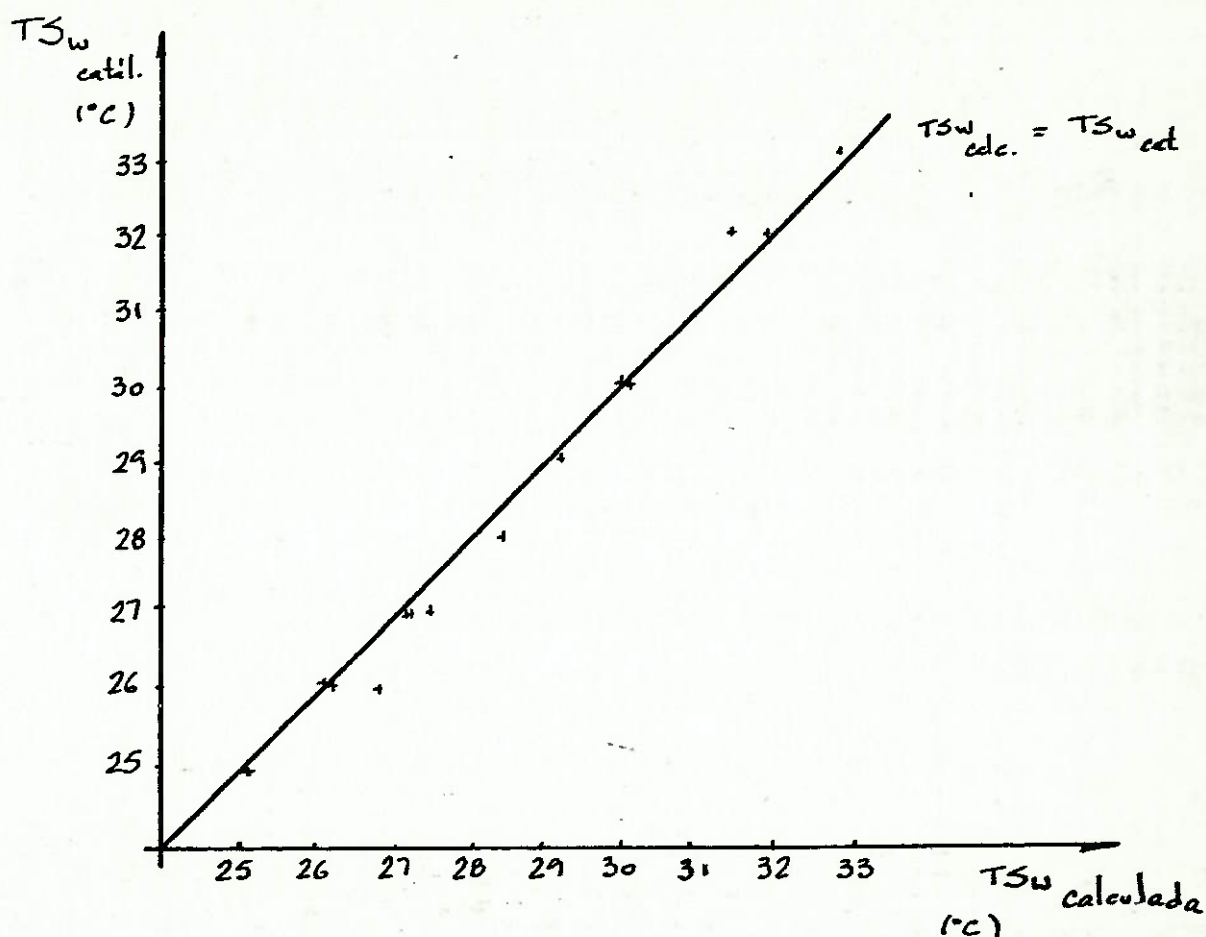
Alguns exemplos de utilização do programa serão apresentados nesse capítulo, mas antes é importante, verificarmos se esse programa é confiável e se apresenta respostas satisfatórias.

Para isso podemos utilizar dados de fabricantes e comparar os resultados obtidos a partir da simulação com os resultados encontrados em seus catálogos.

5.2- VERIFICAÇÃO DOS RESULTADOS.

Utilizando dados de duas torres diferentes da B.A.C. - BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, e simulando-as em diversas condições, podemos comparar os resultados do programa - com os resultados de catálogos em termos de temperatura de saída da água.

Isso é apresentado nas tabelas XVII e XIX, - anexas, e o resultado pode ser melhor visualizado a partir do gráfico abaixo.



Observando esse gráfico concluímos que o programa é confiável e poderá ser usado em simulações de torres de resfriamento.

5.3- EXEMPLOS DE APLICAÇÃO.

No anexo, podemos observar três exemplos de aplicação do programa, que foi utilizado para montar as tabelas XX, XXI e XXII.

Essas tabelas são auto explicativas e os programas que as geraram as acompanham, dispensando outras considerações.

5.4- CONCLUSÕES.

O objetivo desse trabalho, desenvolver um algoritmo para simulação de torres de resfriamento, foi atingido com a verificação de sua confiabilidade, que garante - que o método escolhido é adequado.

Alguns exemplos de utilização do programa foram apresentados e muitos outros podem ser feitos, uma vez que o programa foi desenvolvido de forma a poder ser utilizado facilmente como uma subrotina.

Desse modo, o programa pode ser aplicado em - diversas situações, tanto em pesquisa como em projeto. Incorporado a um programa maior, que envolva a simulação de todo um sistema de refrigeração, pode ser utilizado para otimizar o projeto desses sistemas. Convenientemente adaptado, pode servir para orientar pesquisas, auxiliando na análise de dados experimentais, ou orientar fabricantes na realização de seus programas de testes e ensaios de equipamentos. Finalmente, pode ser utilizado no desenvolvimento do sistema de controle das torres, e dos sistemas em que estão incorporadas.

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

1. STOECKER, W.F. "Principles for Air Conditioning Practice". Editado pela Industrial Press Inc., New York, N.Y. - USA, 1968.
2. STANFORD, W. and HILL, G.B. "Cooling Towers, principles and practice"; 2ª edição. Editado pela Carter Industrial Products Ltd. - England, 1970.
3. THRELKELD, J.L. "Thermal Environmental Engineering", Editado pela Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J. - USA, 1962.
4. KERN, D.Q. "Processos de Transmissão de Calor": tradução: Adir M. Luiz - Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A. 1982.
5. STOECKER, W.F. e JONES, J.W. "Refrigeração e Ar Condicionado"; tradução: José M.S. Jabardo - São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.
6. MOREIRA, J.R.S. "Programa em Fortran para Psicrometria", 1983.
7. CATÁLOGOS DE BLATIMORE AIRCOIL.

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANEXOS:

TABELAS E GRÁFICOS.

ANEXO I: TABELAS E GRÁFICOS:

TABELA I: Análise da Influência das Vazões no Cálculo dos Parâmetros

J

JRUN

SIMULACAO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANALISE DA INFLUENCIA DAS VAZOES NO CALCULO DO NUT E DO UA/CP

PONTO	TIPO DA TORRE	MW/MAR	NUT	UA/CP
1	VXT-20	1.20784314	1.56081952	4.80732411
2	VXT-20	1.23529412	1.49806279	4.71889779
3	VXT-20	1.36078431	1.48385668	5.14898268
4	VXT-20	1.74117647	1.29615905	5.75494618
5	VXT-20	2.85882353	.788677149	5.74945641
6	VXT-20	3.25882353	.597012809	4.96117645
7	VXT-20	3.32941177	.655137423	5.56211672
8	VXT-120	1.33151059	1.7460824	34.0136852
9	VXT-120	1.45864662	1.61446988	34.4527873
10	VXT-120	1.80177717	1.35579925	35.7388682
11	VXT-120	2.40533151	1.04029723	36.6080596
12	VXT-30	1.32713119	1.01862494	7.12018837
13	VXT-30	1.75811657	.853554954	7.90391887
14	VXT-30	1.89101956	.773348056	7.70254663
15	VXT-30	2.29542434	.610785425	7.38439579
16	VXT-30	2.80994874	.526838024	7.79720275
17	VXT-65	1.36390709	1.48759057	17.032912
18	VXT-65	1.69743895	1.25725964	17.9159499
19	VXT-65	2.79928529	.76265749	17.922451
20	VXT-65	3.22811197	.622965435	16.8823633
21	VXT-85	1.33202505	1.74699846	23.8989389
22	VXT-85	1.46056475	1.61734892	24.2602337
23	VXT-85	1.81110029	1.36564563	25.4010088
24	VXT-85	2.42940604	1.06011931	26.4499767
25	VXT-150	1.32461874	1.73416492	42.1748908
26	VXT-150	1.4624183	1.62014435	43.5008757
27	VXT-150	1.81100218	1.365541	45.4042384
28	VXT-150	2.43681917	1.06645053	47.7129965

FIM DA ANALISE

J

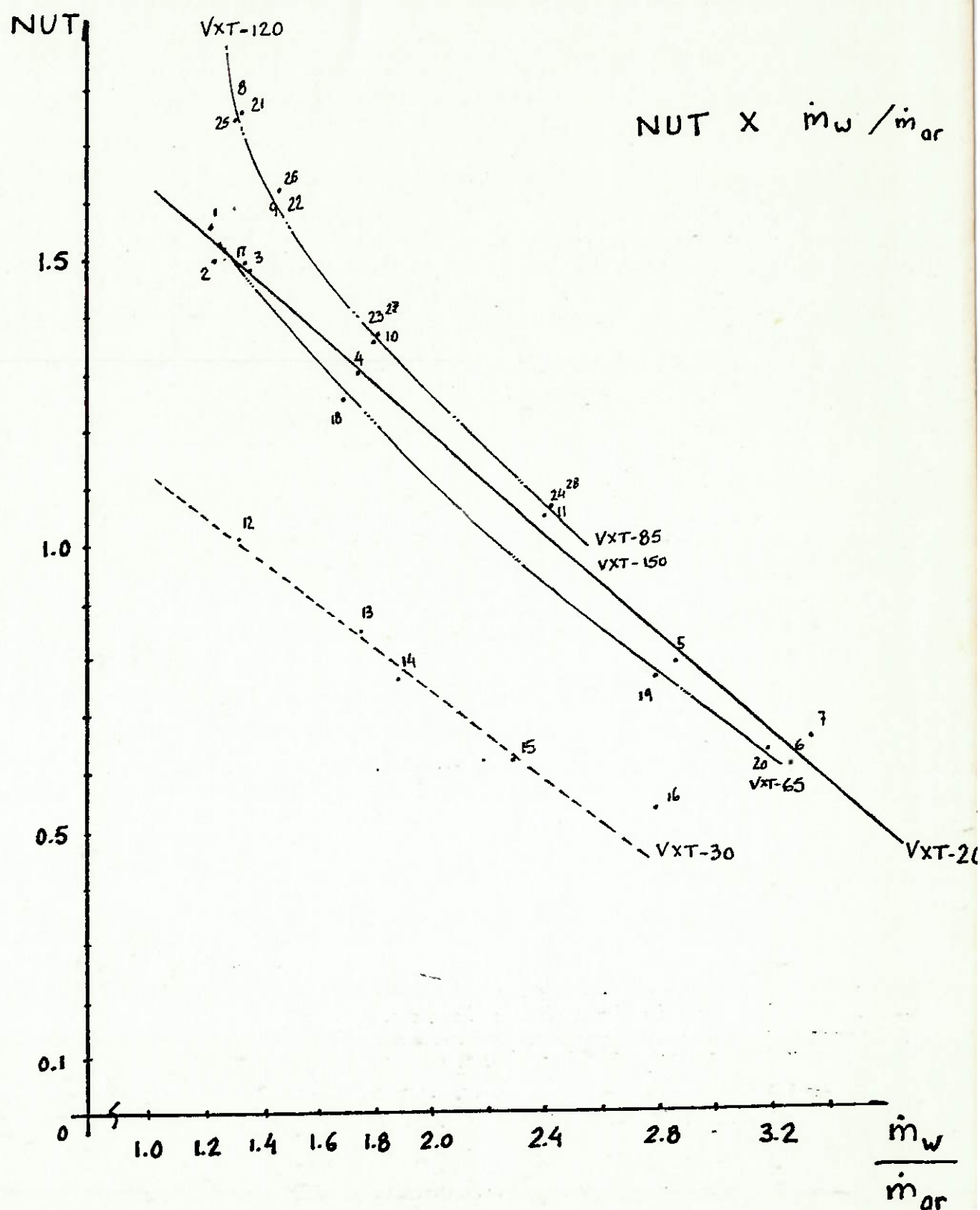


GRÁFICO 1: Relação entre o NUT e as vazões, para várias torres (conforme dados da Tabela I).

$\frac{U.A}{C_{pu}}$
(Kg/p)

40.0

30.0

20.0

10.0

2.0

1.0 1.2

1.6

2.0

2.4

2.8

3.2

$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{ar}}$

VXT-150

70

$\frac{U.A}{C_{pu}} \times \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{ar}}$

VXT-120

VXT-85

VXT-65

VXT-30

VXT-20

GRÁFICO 2: Relação entre o parâmetro $\frac{UA}{C_{pu}}$ e as vazões, para várias torres.
(conforme dados da tabela I).

TABELA II: Análise da Influência das Vazões no cálculo dos parâmetros, com TBU e TEW constantes.

1

JRUN

SIMULACAO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANALISE DA INFLUENCIA DAS VAZÕES NO CALCULO DO NUT E DO UA/CP:

PONTO	TIPO DA TORRE	MW/MAR	NUT	UA/CP
1	VXT-30	2.8042529	.525809733	7.76620977
2	VXT-30	2.16252136	.68306977	7.78016468
3	VXT-30	1.67457756	.833197548	7.34880238
4	VXT-30	1.35750902	1.01354447	7.24684299
5	VXT-30	1.00816404	1.14541382	6.08214737
6	VXT-30	.738560851	1.29746924	5.04715534
7	VXT-65	3.06968434	.580879948	14.9692763
8	VXT-65	2.65753425	.883355366	19.7076582
9	VXT-65	2.09529482	1.05599252	18.5749084
10	VXT-65	1.74389518	1.29529629	18.9631377
11	VXT-65	1.38773079	1.45647549	16.9679394
12	VXT-65	1.11733175	1.65623261	15.5354619
13	VXT-65	.773079214	1.72306495	11.1826915

FIM DA ANALISE

1

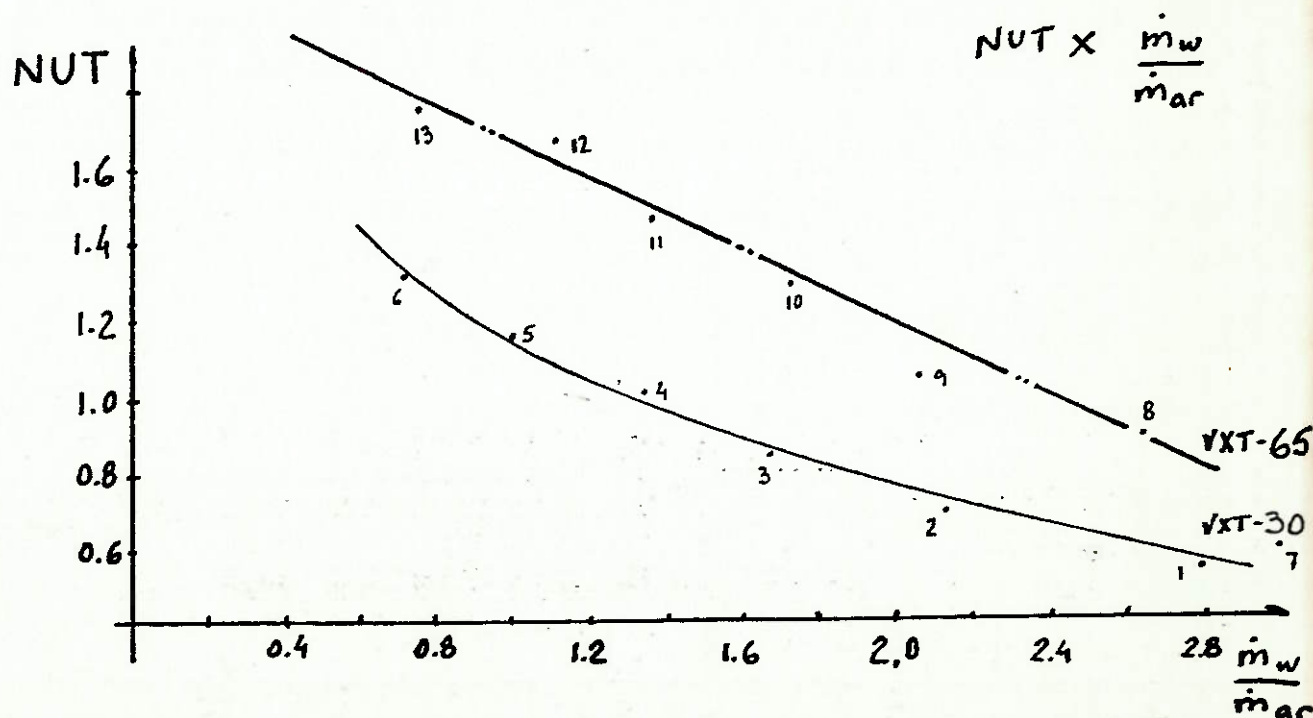


GRÁFICO 3: Relação entre o NUT e as vazões, conforme dados da tabela II.

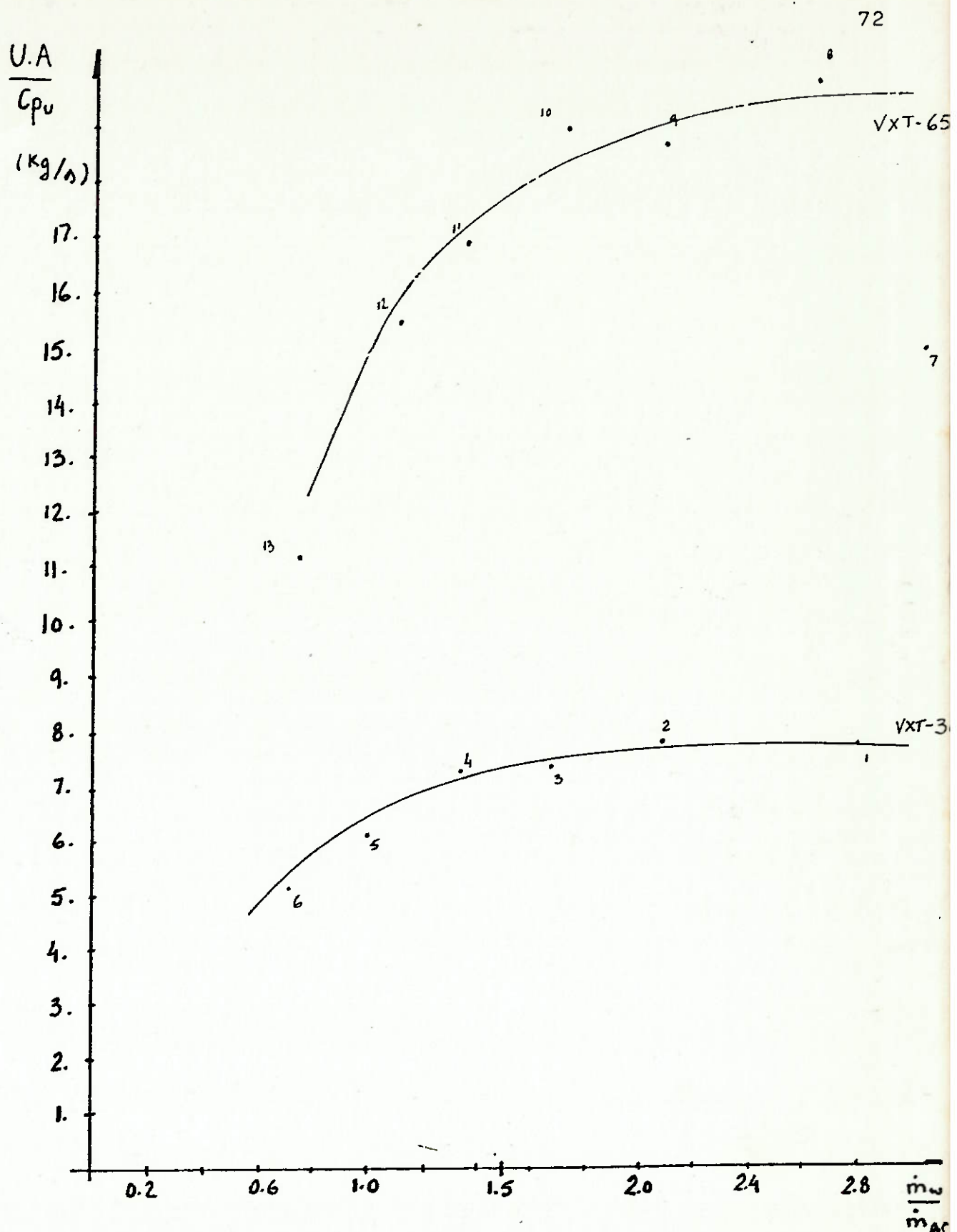


GRÁFICO 4: Relação entre o parâmetro de troca UA/C_{pu} e as vazões conforme dados da tabela II.

Obs: O ponto 7 não é confiável.

TABELA III: Análise da Relação entre os parâmetros da torre e a temperatura de saída da água (TSW).

J

JRUN

SIMULACAO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANALISE DA INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA NO VALOR DO NUT

TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO VXT-30

PRESSAO BAROMETRICA = 101.325 KPA

VAZAO DE AR = 5.25 KG/S

VAZAO DE AGUA (FIXA) = 7.5 KG/S

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR = 19 CELSIUS

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA = 34 CELSIUS

PONTO	T S W (CELSIUS)	NUT	UA/CP
1	21	INFINITO	INFINITO
2	21.5	INFINITO	INFINITO
3	22	INFINITO	INFINITO
4	22.5	INFINITO	INFINITO
5	23	9.81085963	73.5814473
6	23.5	5.5051193	41.2883948
7	24	3.81341423	28.6006068
8	24.5	2.87055524	21.5291643
9	25	2.25930712	16.9448034
10	25.5	1.82742713	13.7057034
11	26	1.50470173	11.285263
12	26.5	1.25381866	9.40363998
13	27	1.05295201	7.89714008
14	27.5	.888413087	6.66309816
15	28	.751149013	5.6336176
16	28.5	.634916946	4.7618771
17	29	.535263549	4.01447662
18	29.5	.448921744	3.36691308
19	30	.373437491	2.80078118
20	30.5	.306929943	2.30197458
21	31	.247932233	1.85949174
22	31.5	.195282799	1.46462099
23	32	.14804943	1.11037072
24	32.5	.10547499	.791062422
25	33	.0669379516	.502034637
26	33.5	.0319231825	.239423869
27	34	0	0

FIM DA ANALISE

J

TABELA IV: Análise da relação entre os parâmetros da torre e a temperatura de saída da água.

J

JRUN

SIMULACAO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANALISE DA INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA NO VALOR DO NUT

TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO UXT-30

PRESSAO BAROMETRICA = 101.325 KPA

VAZAO DE AR = 5.25 KG/S

VAZAO DE AGUA (FIXA) = 7.5 KG/S

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR = 22 CELSIUS

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA = 32 CELSIUS

PONTO	T S W (CELSIUS)	NUT	UA/CP
1	24	INFINITO	INFINITO
2	24.5	9.73347198	73.0010398
3	25	4.46898074	33.5173555
4	25.5	2.86625042	21.4968781
5	26	2.03868994	15.2901746
6	26.5	1.52416654	11.431249
7	27	1.17079844	8.78098832
8	27.5	.912334089	6.84250567
9	28	.714829576	5.36122182
10	28.5	.558955054	4.19216291
11	29	.432840749	3.24630562
12	29.5	.328771926	2.46578944
13	30	.241506439	1.81129829
14	30.5	.16735226	1.25514195
15	31	.103631117	.777233375
16	31.5	.0483513024	.362634768
17	32	0	0

FIM DA ANALISE

J

TABELA V: Análise da relação entre os parâmetros da torre e a temperatura de saída da água.

J

JRUN

SIMULACAO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANALISE DA INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA NO VALOR DO NUT

TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO VX1-65

PRESSAO BAROMETRICA = 101.325 KPA

VAZAO DE AR = 8.4 KG/S

VAZAO DE AGUA = 15.8 KG/S

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR = 19 CELSIUS

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA = 34 CELSIUS

PONTO	T S W (CELSIUS)	NUT	UA/CP
1	21	INFINITO	INFINITO
2	21.5	INFINITO	INFINITO
3	22	INFINITO	INFINITO
4	22.5	INFINITO	INFINITO
5	23	INFINITO	INFINITO
6	23.5	INFINITO	INFINITO
7	24	INFINITO	INFINITO
8	24.5	INFINITO	INFINITO
9	25	INFINITO	INFINITO
10	25.5	4.96231829	78.4046289
11	26	2.74002235	43.2923531
12	26.5	1.92602716	30.4312292
13	27	1.46097068	23.0833368
14	27.5	1.1501943	18.1730699
15	28	.924436758	14.6061008
16	28.5	.751596425	11.8752235
17	29	.614374739	9.70712088
18	29.5	.502481182	7.93920267
19	30	.409348086	6.46769975
20	30.5	.330556667	5.22279534
21	31	.263009025	4.1555426
22	31.5	.204460334	3.23047327
23	32	.15323917	2.42117889
24	32.5	.108072431	1.70754442
25	33	.0679715025	1.07394974
26	33.5	.0321557996	.508061634
27	34	0	0

FIM DA ANALISE

TABELA VI : Análise da relação entre os parâmetros da torre e a temperatura de saída da água.

J

JRUN

SIMULACAO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANALISE DA INFLUENCIA DA TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA NO VALOR DO NUT

TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO VXT-65

PRESSAO BAROMETRICA = 101.325 KPA

VAZAO DE AR = 8.4 KG/S

VAZAO DE AGUA = 15.8 KG/S

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR = 22 CELSIUS

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA = 32 CELSIUS

PONTO	T S W (CELSIUS)	NUT	UA/CP
1	24	INFINITO	INFINITO
2	24.5	INFINITO	INFINITO
3	25	INFINITO	INFINITO
4	25.5	INFINITO	INFINITO
5	26	INFINITO	INFINITO
6	26.5	2.94677803	46.5590928
7	27	1.74484507	27.5685522
8	27.5	1.20086468	18.973662
9	28	.872270921	13.7818805
10	28.5	.647701673	10.2336864
11	29	.482979104	7.63106985
12	29.5	.356413201	5.63132858
13	30	.255898736	4.04320004
14	30.5	.174068354	2.75027999
15	31	.10614718	1.67712545
16	31.5	.0488886102	.772440042
17	32	0	0

FIM DA ANALISE

J

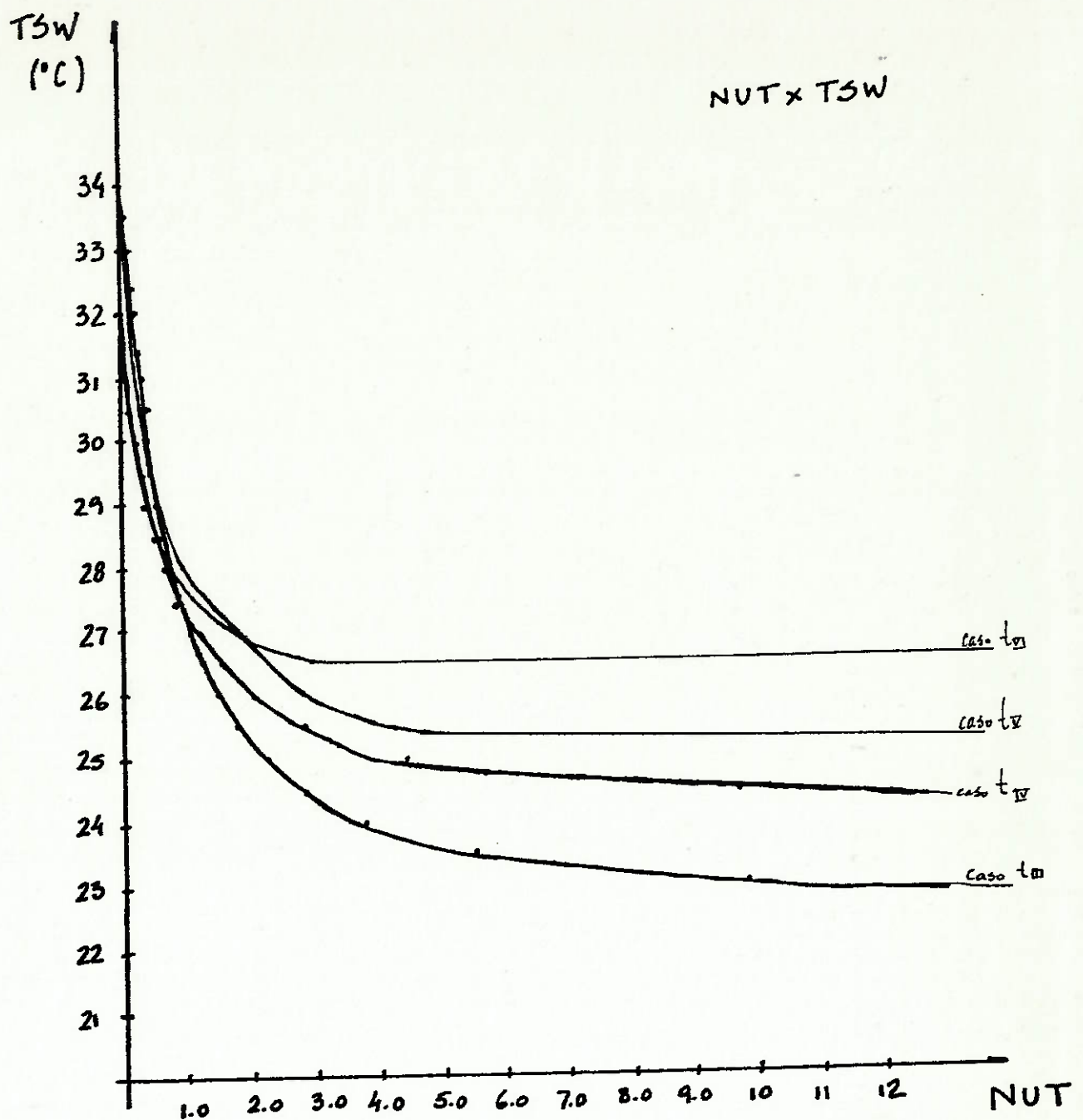


GRÁFICO 5: Relação entre o NUT e a temperatura de saída da água, conforme dados das tabelas III, IV, V e VI.

Observa-se que, para NUT pequenos (o que ocorre na prática), grandes variações de TSW implicam pequenas variações do NUT.

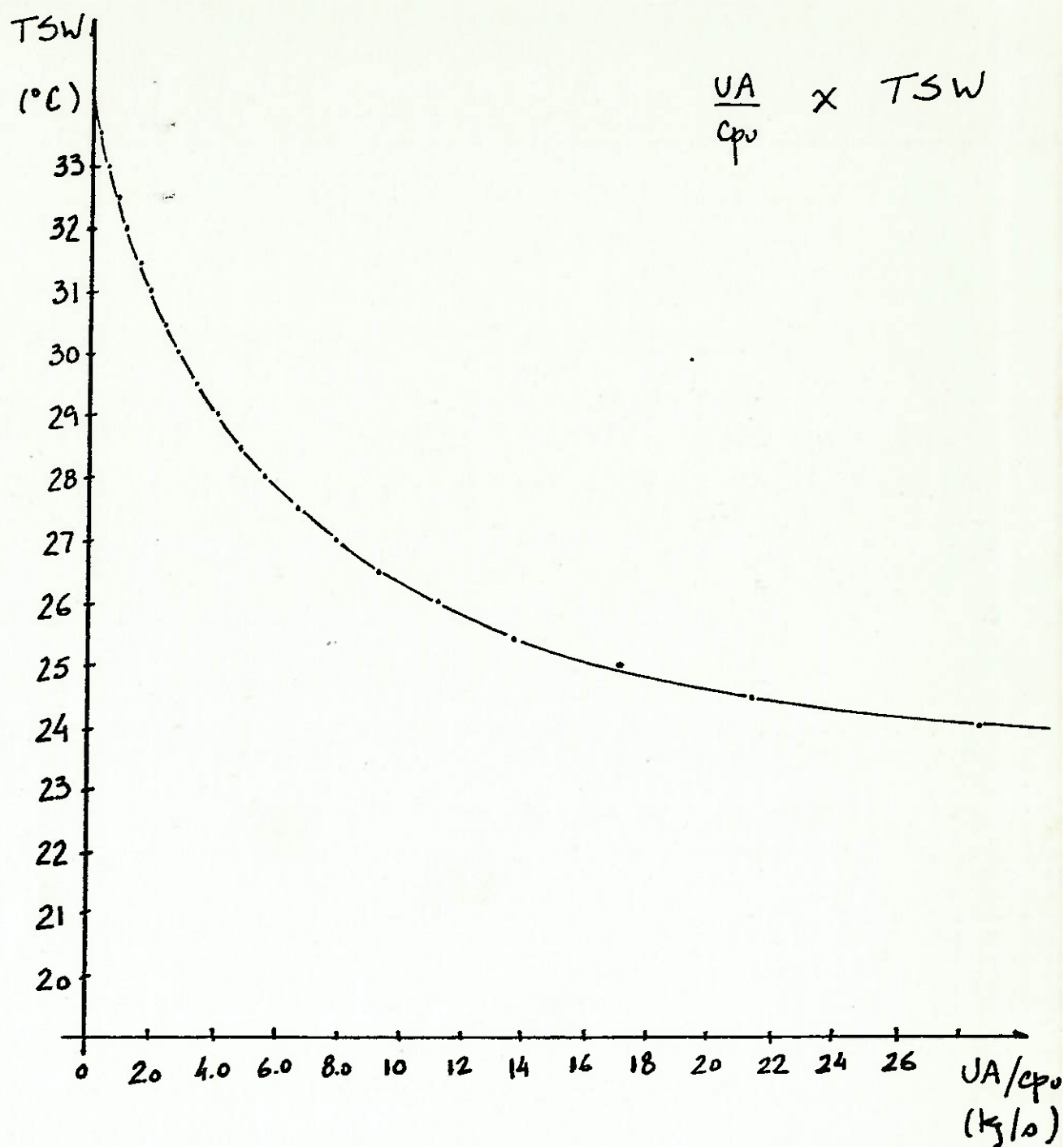


GRÁFICO 6: Relação entre o parâmetro UA / c_{pv} e a temperatura de saída da água, com dados da tabela III.

Obs: Os dados das tabelas IV, V e VI fornecem curvas análogas.

TABELA VII:

Relação entre o número de ⁷⁹ seções da torre de contra-fluxo e os parâmetros da torre.

TORRE DE TIPO: VXT-20

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 3.08

VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 2.55

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 19

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 30

TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C): 24

NUMERO DE SECOES	NUT	UA/CP
2	1.56697184	4.82627327
4	1.56233798	4.81200098
6	1.56148795	4.80938288
8	1.56119104	4.80846841
10	1.56105373	4.80804549
15	1.56091816	4.80762793
20	1.56087073	4.80748184
25	1.56084878	4.80741423
50	1.56081952	4.80732411
100	1.5608122	4.80730157

TABELA VIII : Relação entre o número de seções e os parâmetros da torre.

TORRE DE TIPO: VXT-20

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 5.66

VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 2.55

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 19

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 32

TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C): 27

NUMERO DE SECOES	NUT	UA/CP
2	1.11988293	6.33853738
4	1.14122746	6.45934744
6	1.14552769	6.4836867
8	1.14706413	6.49238298
10	1.14778112	6.49644116
15	1.14849298	6.50047025
20	1.14874301	6.50188544
25	1.1488589	6.50254138
50	1.14901358	6.50341686
100	1.14905228	6.50363588

80

TABELA IX : Relação entre o número de seções e os parâmetros da torre.

TORRE DE TIPO: VXT-30

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 5.267.15

VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 5.27

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 19

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 34

TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C): 27

NUMERO DE SECOES	NUT	UA/CP
2	1.01716729	7.27274609
4	1.01413003	7.25102969
6	1.01357434	7.2470565
8	1.01338033	7.24566938
10	1.01329062	7.24502795
15	1.01320208	7.24439484
20	1.0131711	7.24417336
25	1.01315676	7.24407085
50	1.01313765	7.24393417
100	1.01313287	7.24390001

TABELA X : Relação entre o número de seções e os parâmetros da torre.

TORRE DE TIPO: VXT-65

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 11.2

VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 8.4

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 19

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 34

TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C): 27

NUMERO DE SECOES	NUT	UA/CP
2	1.00500219	11.2560245
4	1.0019995	11.2223944
6	1.00145043	11.2162448
8	1.00125875	11.214098
10	1.00117012	11.2131054
15	1.00108264	11.2121256
20	1.00105204	11.2117829
25	1.00103788	11.2116242
50	1.00101899	11.2114127
100	1.00101427	11.2113598

TABELA XI : Relação entre o número de seções e os parâmetros da torre. ⁸¹

TORRE DE TIPO: VXT-120

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 19.48

VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 14.63

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 19

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 30

TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C): 24

NUMERO DE SECOES	NUT	UA/CP
2	1.74976151	34.0853541
4	1.74701985	34.0319466
6	1.7464973	34.0217675
8	1.74631344	34.0181859
10	1.74622819	34.0165251
15	1.74614384	34.0148821
20	1.74611431	34.0143067
25	1.74610063	34.0140402
50	1.7460824	34.0136852
100	1.74607784	34.0135963

TABELA XII : Relação entre o número de seções e os parâmetros da torre.

TORRE DE TIPO: VXT-120

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 19.48

VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 14.63

TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 19

TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 30

TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA (C): 24

NUMERO DE SECOES	NUT	UA/CP
2	1.74976151	34.0853541
4	1.74701985	34.0319466
6	1.7464973	34.0217675
8	1.74631344	34.0181859
10	1.74622819	34.0165251
15	1.74614384	34.0148821
20	1.74611431	34.0143067
25	1.74610063	34.0140402
50	1.7460824	34.0136852
100	1.74607784	34.0135963
150	1.74607699	34.0135798
200	1.7460767	34.0135741
250	1.74607656	34.0135714
500	1.74607637	34.0135678
1000	1.74607633	34.0135668

TABELA XIII : Relação entre o número de seções e a TSW na torre de fluxo cruzado. 82

TORRE DE TIPO: FLUXO CRUZADO

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 20
 VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 18
 TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 26
 TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 37
 PARAMETRO UA/CP DA TORRE: 21.5

NUMERO DE SECOES	T S W (CELSIUS)
4	30.7531869
9	30.8201916
16	30.8425185
25	30.852258
36	30.8578399
49	30.8613316
100	30.8662315
144	30.8676701
225	30.8688505
400	30.870536

TABELA XIV : Relação entre o número de seções e a temperatura de saída da água da torre.

VAZAO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 20
 VAZAO EM MASSA DE AR (KG/S): 18
 TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 21
 TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 40
 PARAMETRO UA/CP DA TORRE: 21.5

NUMERO DE SECOES	T S W (CELSIUS)
4	29.728424
9	29.8585512
16	29.9023895
25	29.9224473
36	29.9332805
49	29.939795
100	29.949116
144	29.9518752
225	29.9543695
400	29.9565662

VAZÃO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 120
 VAZÃO EM MASSA DE AR (KG/S): 18
 TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 26
 TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 37
 PARAMETRO UA/CP DA TORRE: 24.2

83

NUMERO DE SECOES T S W
 (CELSIUS)

4	30.4724676
9	30.547564
16	30.5726583
25	30.584053
36	30.5898333
49	30.5936846
100	30.5992714
144	30.6009092
225	30.6022441
400	30.6040799

TABELA XV:

Relação entre o
 número de seções e
 a temperatura de
 saída da água

VAZÃO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 20
 VAZÃO EM MASSA DE AR (KG/S): 18
 TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 26
 TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 37
 PARAMETRO UA/CP DA TORRE: 21.5

NUMERO DE LINHAS NUMERO DE SECOES T S W
 (CELSIUS)

2	12	30.8356353
3	18	30.849483
4	24	30.8543834
5	30	30.8566266
7	42	30.8585847
10	60	30.8595995
15	90	30.8601421
20	120	30.8603313

TABELA XVI:

Relação entre o
 número de linhas e
 a temperatura de
 saída da água.

VAZÃO EM MASSA DE AGUA (KG/S): 20
 VAZÃO EM MASSA DE AR (KG/S): 18
 TEMPERATURA DE BULBO UMIDO DO AR (C): 26
 TEMPERATURA DE ENTRADA DA AGUA (C): 37
 PARAMETRO UA/CP DA TORRE: 21.5

NUMERO DE COLUNAS NUMERO DE SECOES T S W
 (CELSIUS)

2	12	30.7794336
3	18	30.8292563
4	24	30.8461728
5	30	30.8535941
7	42	30.8606022
10	60	30.8644546
15	90	30.8667037
20	120	30.867896

TABELA XVII:

Relação entre o
 número de colunas
 e a temperatura
 de saída da água.

PROGRAMA GERADOR:

```

5010 REM TABELA DE CONFIABILIDADE
5020 DATA 11,101.320,26.46,5.28,2.55,31
5040 DATA 18,43,2.32,2.55,26
5060 DATA 12,10
5071 DATA 18,40,3.27,27
5072 DATA 18,43,2.32,26
5073 DATA 19,43,4.21,30
5074 DATA 19,46,2.42,27
5075 DATA 20,43,5.09,32
5076 DATA 20,46,4.59,30
5077 DATA 21,42,1.63,26
5078 DATA 21,38,2.78,27
5079 DATA 22,37,4.21,29
5080 DATA 22,47,4.59,33
5100 READ CHAVE,PB,TBU,TEW,L,G,TSW
5110 GOSUB 10
5120 P2 = P1:NB = NA
5130 READ TBU,TEW,L,G,TSW
5140 GOSUB 10
5150 READ CHAVE,0%
5154 B3 = "VXT-20"
5155 PRINT "ANALISE DE CONFIABILIDADE": PRINT : PRINT "TORRE DE CO
NTRA-FLUXO DA B.A.C. TIPO ";B3: PRINT : PRINT
5160 PRINT "PONTO TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA"
5170 PRINT " DE CATALOGO CALCULADA": PRINT
5180 FOR II = 1 TO 0%
5190 READ TBU,TEW,L
5200 GOSUB 10
5300 READ MM
5400 PRINT " ";II;" " ";MM;" " ";TSW
5500 NEXT II
6000 END

```

JRUN

TABELA XVIII:

ANALISE DE CONFIABILIDADE:

TORRE DE CONTRA-FLUXO DA B.A.C. TIPO VXT-20

PONTO	TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA DE CATALOGO	CALCULADA
1	27	27.1953125
2	26	26.0078125
3	30	30.0625
4	27	27.1210938
5	32	31.859375
6	30	30
7	26	26.0039063
8	27	27.109375
9	29	29.1484375
10	33	32.7910156

TABELA XIX:

ANÁLISE DE CONFIABILIDADE:

TORRE DE CONTRA-FLUXO DA B.L.A.C. TIPO MAT-75

PONTO	TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA DE CATALÓGICO	CALCULADA
1	25	25.1015625
2	27	27.1875
3	26	26.140625
4	26	26.90625
5	27	27.390625
6	32	31.2792969
7	28	28.4453125
8	33	32.859375
9	30	29.9726563
10	25	25.1875

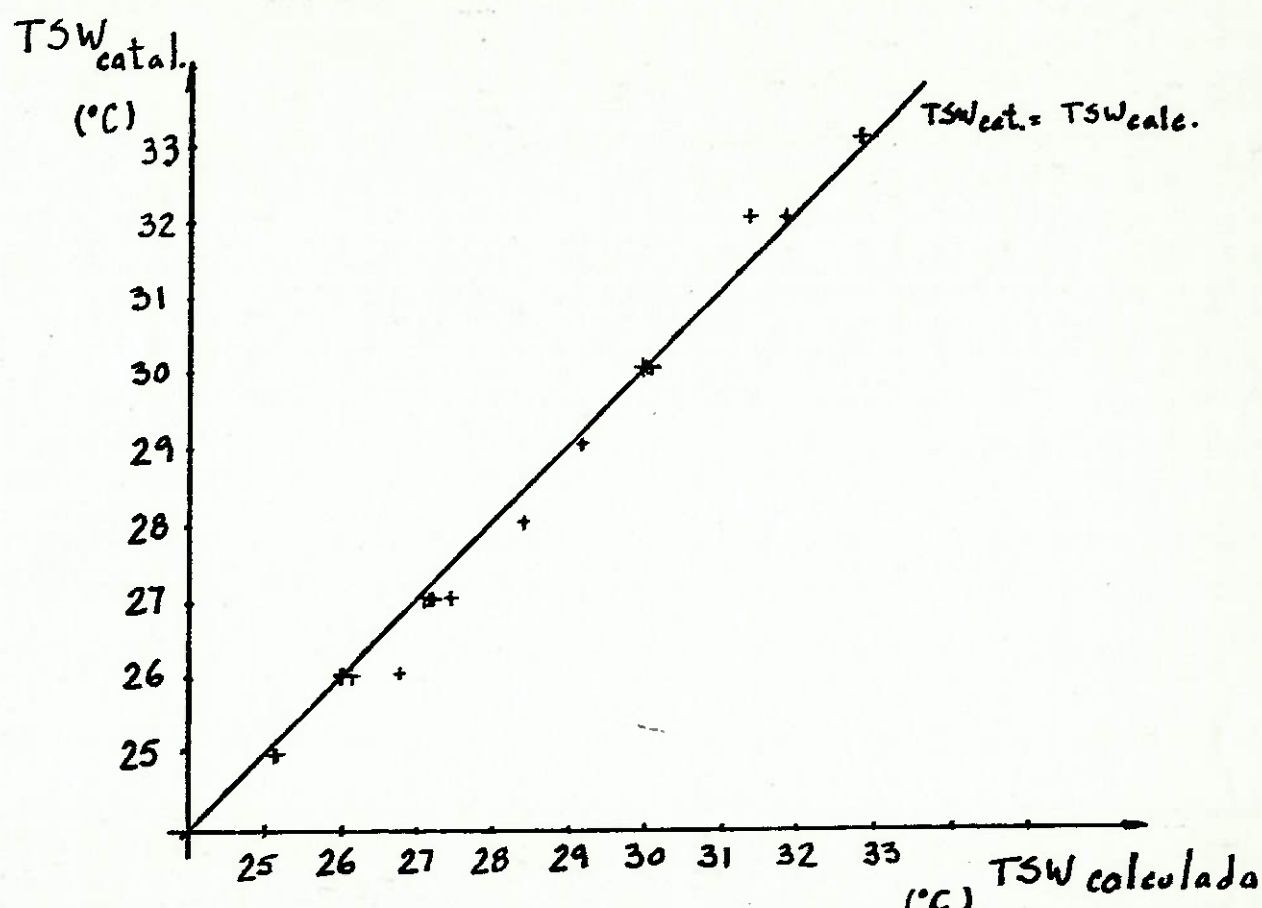


GRÁFICO 7: Análise dos Resultados.

Verificação da Confiabilidade, com os dados das tabelas XVIII e XIX.

ESTUDO 1: Influência de TBU

```

5010 REM ESTUDO DE TSW X TBU
5020 DATA 11,101.525,26,40,5.28,2.55,31
5030 DATA 18,43,2.32,2.55,26
5040 DATA 12
5050 DATA 38,2.78
5100 READ CHAVE,PB,TBU,TEW,L,G,TSW
5110 GOSUB 10
5120 P2 = P1:NB = NA
5130 READ TBU,TEW,L,G,TSW
5140 GOSUB 10
5150 READ CHAVE
5160 READ TEW,L
5200 PRINT "ESTUDO DA VARIACAO DA TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA COM A
TBU": PRINT : PRINT : PRINT
5210 PRINT "TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO VXT-20 DA B.A.C": PRINT : PRINT

5220 PRINT "TBU","TSW"
5230 PRINT
5240 FOR TBU = 17 TO 25 STEP 2
5250 GOSUB 10
5260 PRINT TBU,TSW
5270 NEXT TBU
6000 END

```

TABELA XX:

ESTUDO DA VARIACAO DA TEMPERATURA DE SAIDA DA AGUA COM A TBU

TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO VXT-20 DA B.A.C

TBU	TSW
17	25.3671875
19	26.1992188
21	27.109375
23	28.0976563
25	29.1132813

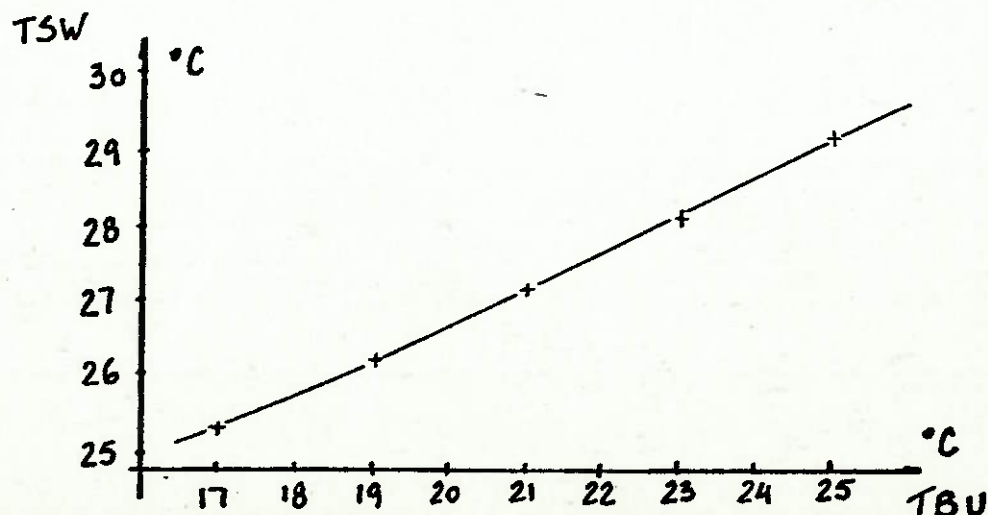


GRÁFICO 8: Estudo da variação de TSW com TBU.

Estudo 2: Influência de P_B

87

```
5010 REM ESTUDO DE TSW X  $P_B$ 
5020 DATA 11,101.325,26.40,2.25,2.55,31
5030 DATA 18,43,2.32,27.55,26
5040 DATA 12
5050 DATA 21,38,2.78
5100 READ CHAVE,PB,TBU,TEW,L,G,TSW
5110 GOSUB 10
5120 P2 = P1:NB = NA
5130 READ TBU,TEW,L,G,TSW
5140 GOSUB 10
5150 READ CHAVE
5160 READ TBU,TEW,L
5200 PRINT "ESTUDO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA COM A PRESSÃO": PRINT : PRINT : PRINT
5210 PRINT "TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO UXT-20 DA B.A.C": PRINT : PRINT
5220 PRINT "PB","TSW"
5230 PRINT
5240 FOR PB = 87.5 TO 102.5 STEP 2.5
5250 GOSUB 10
5260 PRINT PB,TSW
5270 NEXT PB
6000 END
```

TABELA XXI:

ESTUDO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA COM A PRESSÃO

TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO UXT-20 DA B.A.C

PB	TSW
87.5	26.3125
90	26.4453125
92.5	26.6445313
95	26.7773438
97.5	26.9101563
100	27.0429688
102.5	27.1757813

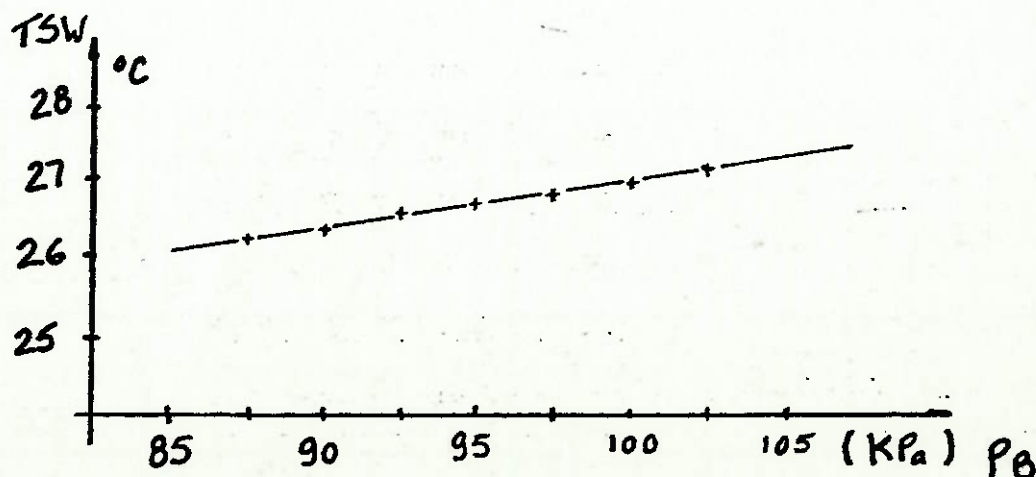


GRÁFICO 9: Estudo da variação de TSW com P_B .

ESTUDO 3: Relação entre o NUT e o calor trocado.⁸⁸

```

5010  REM ESTUDO DE NUT X Q
5020  DATA 11,101.325,9.4
5030  DATA 20,40,5.20,31
5031  DATA 10,40,3.27,27
5032  DATA 19,43,4.21,30
5033  DATA 20,43,5.09,32
5034  DATA 21,42,1.63,26
5035  DATA 22,37,4.21,29
5040  READ CHAVL,PS,G
5050  PRINT : PRINT : PRINT "ESTUDO DA RELACAO ENTRE O NUT E O CALOR
TROCADO": PRINT : PRINT : PRINT
5210  PRINT "TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO VXT-20 DA B.A.C": PRINT : PRINT

5220  PRINT "NUT","Q"
5230  PRINT
5240  FOR MM = 1 TO 6
5245  READ TBU,TEW,L,TSW
5250  GOSUB 10
5259  QT = 4.19 * L * (TEW - TSW)
5260  PRINT NA,QT
5270  NEXT MM
6000  END

```

TABELA XXII:

ESTUDO DA RELACAO ENTRE O NUT E O CALOR TROCADO

TORRE DE CONTRA-FLUXO TIPO VXT-20 DA B.A.C

NUT	Q
.592950258	199.1088
.969571119	178.1169
.773590522	229.3187
.613522082	234.5981
1.42104068	109.2752
.773608807	141.1192

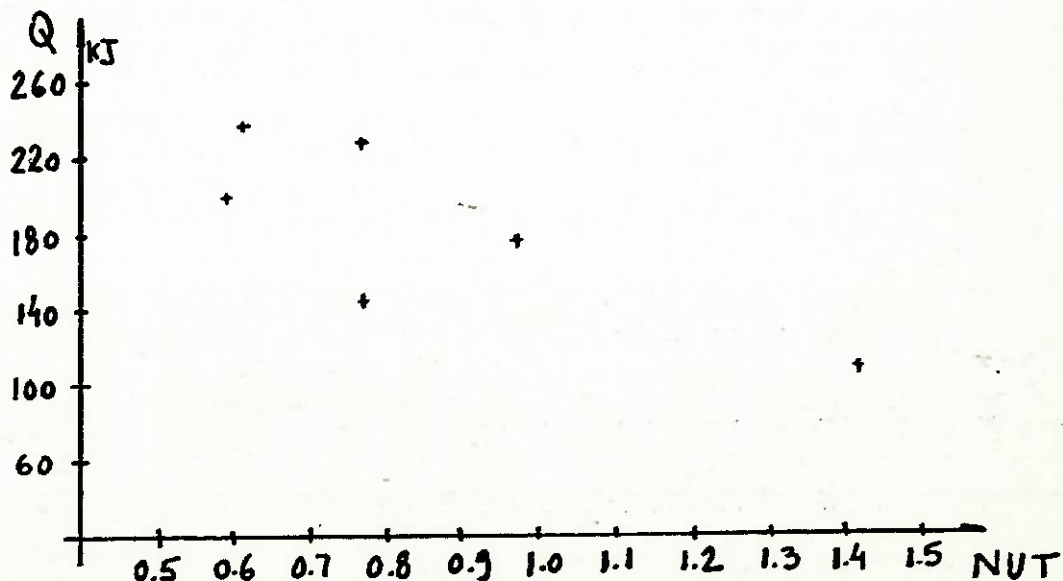


GRÁFICO 10: Relação entre o calor trocado em dada torre e seu NUT.

PROJETO MECÂNICO

SIMULAÇÃO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

ANEXO

CATÁLOGO DA BALTIMORE AIRCOIL

Baltimore Aircoil



**CATÁLOGO RÁPIDO PARA SELEÇÃO DE
TORRES DE RESFRIAMENTO**

LINHA BRASILEIRA

1. BALTIMORE AIRCOIL — LINHA BRASILEIRA

Dois pontos a favor da nossa empresa:

- Uma organização internacional, com 11 fábricas espalhadas pelo mundo. Mais de 100.000 equipamentos vendidos. Uma experiência na produção e aplicação impossível de ser superada por quaisquer concorrentes. Laboratórios e alta tecnologia na pesquisa e desenvolvimento de novos e melhores produtos.
- Uma empresa voltada para marketing. A Baltimore Aircoil não apenas é sensível aos reclamos do mercado como tem uma extensa rede de "Terminais nervosos", sua rede de representantes. Com representantes em todos os estados brasileiros e em todos os países do mundo estamos sempre perto do cliente para atendê-lo. Seja na especificação do equipamento, assistência na aplicação e no pós-venda. A Baltimore Aircoil não deixa o cliente falando sozinho, apoia-o. Daí decorre também recebermos contínuas informações dos anseios e necessidades de nossos clientes.

Em tempos recentes introduziu nossa empresa a linha VX de torres de resfriamento, em substituição à antiga VL. Em síntese as grandes alterações foram:

- Utilização de equipamentos tipo "narrow" (linha estreita) em substituição do desenho de bacia em V, utilizado na antiga linha VL.
- Substituição do sistema de calhas de distribuição de água pelo sistema de bicos de grande abertura com o "spray" de água obtido pela interferência dos leques de aspersão criados pelos novos bicos (que por suas dimensões não estão sujeitos a entupimentos).

Todavia temos notado, particularmente no mercado brasileiro, a insistência de nossos clientes, instaladores e consultores, em optar pela antiga configuração VL, por conta de enormes vantagens desta linha no tocante ao "lay-out" de instalação. Ademais poderíamos nós mesmos acrescentar que esta linha sempre teve o mérito de apresentar elevada vantagem no tamanho da área requerida para sua instalação, que a fez a torre mais compacta por TR.

Temos tecnologia e somos sensíveis ao mercado.

Desta forma nossa engenharia, em coordenação com a engenharia de nossa matriz optou por desenvolver uma linha de torres afinada com as necessidades do mercado brasileiro. Assim, estaremos introduzindo no mercado brasileiro mais uma opção de torres de resfriamento com ventilação centrífuga, contra fluxo, que nada mais é do que uma opção híbrida da antiga linha VL com todos aperfeiçoamentos introduzidos na linha VX.

Todavia atente-se para o fato de que a Baltimore Aircoil do Brasil manterá em linha, sem restrições, toda sua linha de torres VX e VX-N, o que vem a se traduzir em algo muito importante:

SÓMENTE A BALTIMORE AIRCOIL ESTÁ EM CONDIÇÕES DE OFERECER UMA LINHA TÃO EXTENSA EM TORRES DE RESFRIAMENTO PARA ATENDER A QUALQUER PROBLEMA SURGIDO NA ESPECIFICAÇÃO OU "LAY-OUT" DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO, RESFRIAMENTO INDUSTRIAL OU REFRIGERAÇÃO.

2. COMPOSIÇÃO DA LINHA

Assim, em termos de linha padrão, aquela que será permanente estocada em seções para montagem e entrega em curto prazo será:

VXT - de 10 a 185 TR's
VLT - de 200 a 1400 TR's

Voltamos a chamar a atenção que as torres VL's acima indicadas serão do tipo híbrido, ou seja, configuração dimensional VL, sistema de distribuição de água VX:

3. OUTRAS OPÇÕES

Como já mencionamos, estaremos mantendo as opções originais de ambas as linhas. Todos detalhes técnicos, dimensionamento e seleção poderão ser feitas em nossos boletins técnicos, a saber:

- BOLETIM S-219/1-0-BR: TORRES DE RESFRIAMENTO TIPO "V"
- BOLETIM S-280/3-0-BR: TORRES DE RESFRIAMENTO "VX"

4. CATÁLOGO DE RÁPIDA REFERÊNCIA

Para permitir a clientes, instaladores e projetistas, uma rápida seleção de torres de altíssima qualidade, performance garantida, e curto prazo de entrega, estamos reunindo neste catálogo os ábacos e processos de seleção, bem como todos dados dimensionais e técnicos, de nossa linha padrão para o mercado brasileiro, conforme definido no item 2.

Outros detalhes poderão ser obtidos por consulta ao representante Baltimore Aircoil mais próximo ou

Temperatura de entrada de água* — °C
 Temperatura de saída de água — °C
 Diferencial — °C

Temperatura de saída de água — °C
 Temperatura de bulbo úmido assumida — °C
 Aproximação — °C

* Não deve exceder 55°C com enchimento de PVC

Exemplo de Seleção

DADO: Resfriar 40 l/s de água de 32°C para 27°C com 21°C de bulbo úmido.

1. Determinar o diferencial
 Diferencial = Entrada 32°C - Saída 27°C = 5°C
2. Determinar a aproximação
 Aproximação = Saída 27°C - Bulbo úmido 21°C = 6°C
3. Determinar o Fator de Seleção
 Entre horizontalmente com 5°C de diferencial no setor "Correção do Bulbo úmido". Do ponto de interseção com a curva de 21°C de bulbo úmido desça verticalmente para o setor "Aproximação" até encontrar a curva de 6°C. Deste ponto, trace uma linha horizontal para o setor "Fator de Seleção" até encontrar a curva 5°C de diferencial. O fator é 0,83.
4. Seleção da Unidade

Na tabela 2 procure um fator IGUAL ou MAIOR que aquele encontrado em 3. Neste exemplo entre na coluna 0,85 e procure uma vazão de água IGUAL ou MAIOR que a quantidade a ser resfriada (40 l/s). Leia a seleção recomendada na coluna de "Modelos" a esquerda. Neste exemplo o modelo VXT-185.

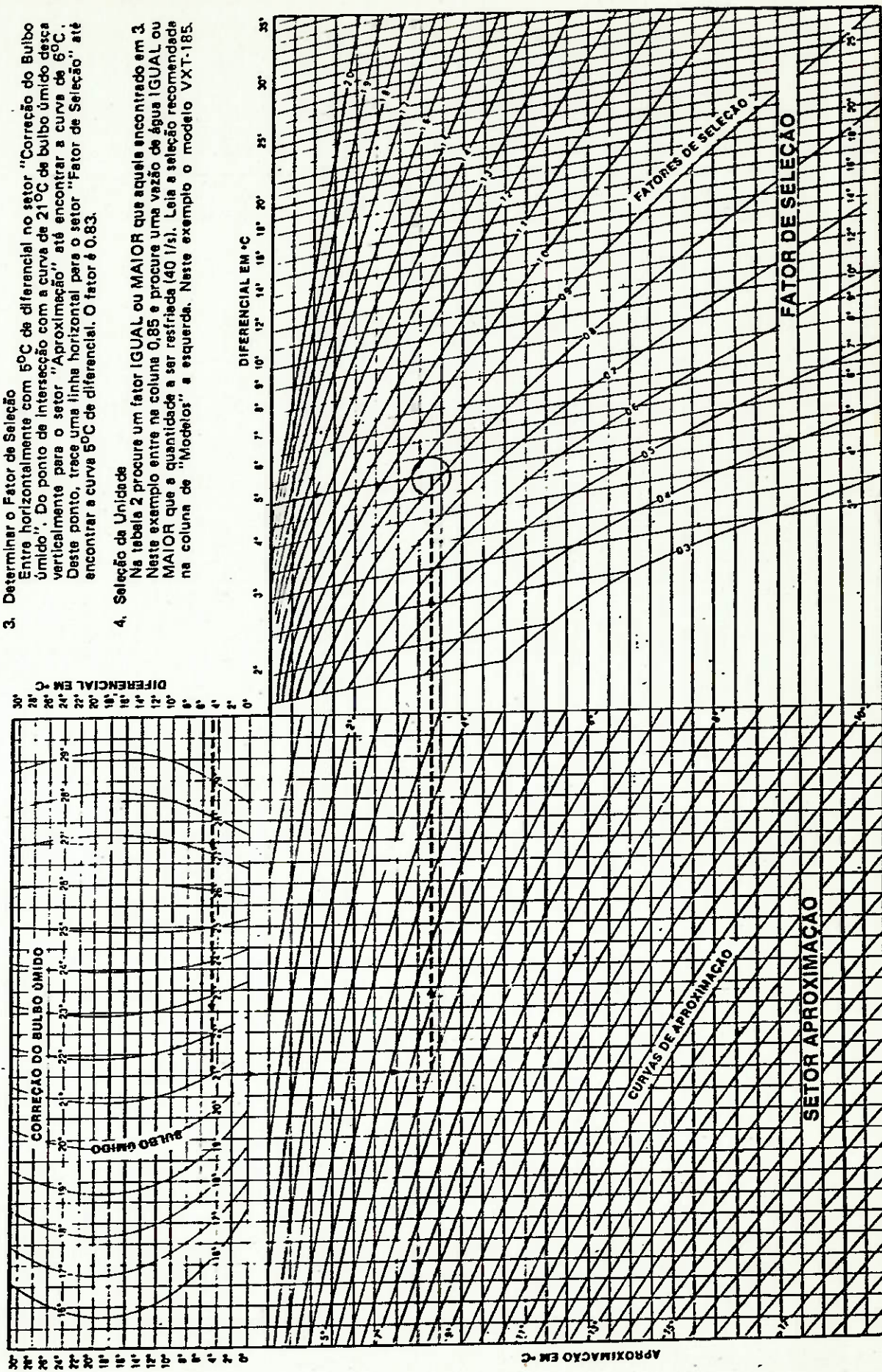


TABELA 2 - Seleções Recomendadas em 1/s - fatores de Seleção 0,40 a 2,00

OBS: Procure um fator de Seleção igual ou superior ao encontrado no diagrama 1. Neste coluna, procure uma vazão igual ou superior aquela a ser restrita

Leia o modelo recomendado na coluna "Modelo" a esquerda. É permitido interpolação somente entre os fatores de seleção

MODELO	FATOR DE SELEÇÃO									
	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
VXT-10	6,62	5,87	5,30	4,73	4,23	3,85	3,47	3,22	2,84	2,59
VXT-15	8,20	7,26	6,62	5,93	5,43	4,92	4,54	4,23	3,85	3,60
VXT-20	8,52	8,52	8,08	7,32	6,69	6,12	5,68	5,30	4,92	4,61
VXT-25	8,52	8,52	8,52	8,52	8,01	7,32	6,81	6,37	5,93	5,62
VXT-30	16,40	14,83	13,31	12,11	10,98	9,97	9,27	8,58	7,82	7,32
VXT-40	17,67	17,67	16,09	14,70	13,50	12,37	11,55	10,73	9,91	9,34
VXT-45	17,67	17,67	17,67	16,02	14,70	13,56	12,74	11,80	10,98	10,35
VXT-55	17,67	17,67	17,67	17,67	17,54	16,09	15,02	14,07	13,12	12,43
VXT-65	27,13	27,13	25,87	23,53	21,64	19,87	18,42	17,16	15,84	14,89
VXT-70	27,13	27,13	27,13	24,98	23,15	21,26	19,81	18,36	16,97	15,90
VXT-75	27,13	27,13	27,13	26,50	24,42	22,46	20,95	19,56	18,11	17,03
VXT-85	27,13	27,13	27,13	27,13	27,13	24,98	23,34	21,77	20,31	19,18
VXT-95	36,28	36,28	36,28	34,07	31,23	28,71	26,81	24,92	23,34	21,83
VXT-105	36,28	36,28	36,28	36,28	34,07	31,23	29,34	27,19	25,49	23,97
VXT-120	36,28	36,28	36,28	36,28	36,28	35,33	32,81	30,60	28,77	27,07
VXT-135	36,28	36,28	36,28	36,28	36,28	36,28	36,28	34,07	31,86	30,22
VXT-150	51,10	51,10	51,10	51,10	48,26	44,79	41,64	38,80	36,28	34,07
VXT-165	51,10	51,10	51,10	51,10	51,10	48,58	45,42	41,95	39,43	37,22
VXT-185	51,10	51,10	51,10	51,10	51,10	51,10	50,16	46,69	43,85	41,32

MODELO	FATOR DE SELEÇÃO									
	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35
VXT-10	2,27	2,08	1,89	1,64	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-15	3,28	3,09	2,84	2,59	2,33	2,15	2,02	1,83	1,70	N.A.
VXT-20	4,23	4,04	3,79	3,53	3,28	3,09	2,90	2,71	2,52	2,33
VXT-25	5,24	5,05	4,73	4,48	4,23	4,04	3,79	3,60	3,41	3,22
VXT-30	6,62	6,18	5,68	5,24	4,73	4,35	3,97	3,66	N.A.	N.A.
VXT-40	8,58	8,08	7,57	7,07	6,62	6,25	5,80	5,43	5,05	4,73
VXT-45	9,65	9,08	8,52	8,01	7,57	7,07	6,69	6,31	5,93	5,62
VXT-55	11,67	11,10	10,41	9,91	9,40	8,90	8,39	8,01	7,57	7,19
VXT-65	13,94	13,12	12,30	11,55	10,85	10,16	9,53	8,96	8,01	7,82
VXT-70	14,89	14,07	13,25	12,49	11,80	11,04	10,41	9,78	9,15	8,64
VXT-75	15,90	15,08	14,20	13,44	12,74	11,99	11,36	10,66	10,03	9,59
VXT-85	17,92	16,91	16,09	15,08	14,38	13,69	13,06	12,37	11,67	11,04
VXT-95	20,44	19,31	17,98	16,91	15,90	15,02	14,26	13,44	12,68	11,92
VXT-105	22,59	21,32	19,87	18,93	17,92	16,85	15,90	15,02	14,26	13,50
VXT-120	25,55	24,23	22,71	21,64	20,57	19,56	18,55	17,54	16,59	15,77
VXT-135	28,64	27,25	25,55	24,48	23,34	22,33	21,26	20,25	19,24	18,36
VXT-150	32,11	30,41	28,39	27,13	25,68	24,35	23,15	21,83	20,57	19,56
VXT-165	35,20	33,25	31,23	29,72	28,26	26,88	25,55	24,29	22,96	21,89
VXT-185	39,18	37,29	35,01	33,44	31,99	30,41	29,02	27,51	26,18	24,92

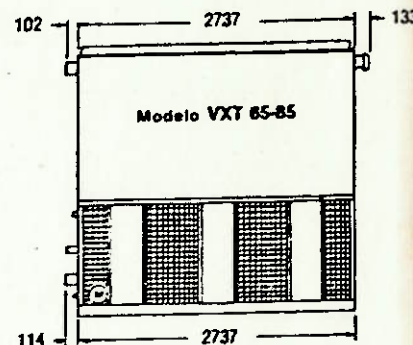
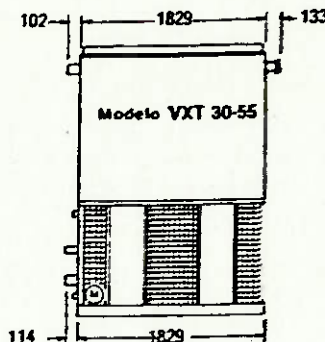
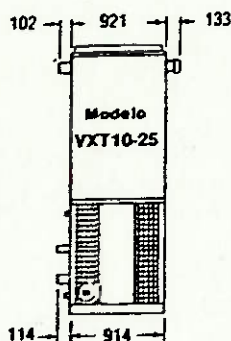
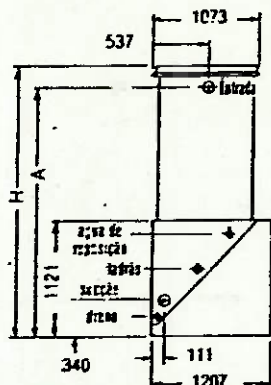
MODELO	FATOR DE SELEÇÃO									
	1,40	1,45	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,80	1,90	2,00
VXT-10	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-15	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-20	2,21	2,02	1,89	1,77	1,64	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-25	3,03	2,84	2,71	2,52	2,40	2,27	2,15	1,89	1,64	N.A.
VXT-30	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-40	4,42	4,04	3,85	3,60	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-45	5,24	4,86	4,61	4,29	4,04	3,72	3,47	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-55	6,81	6,44	6,18	5,80	5,49	5,17	4,92	4,35	3,85	3,41
VXT-65	7,13	6,81	6,44	5,99	5,62	5,24	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-70	8,08	7,63	7,19	6,75	6,39	5,93	5,62	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-75	8,96	8,39	7,95	7,44	6,94	6,50	6,12	5,36	N.A.	N.A.
VXT-85	10,79	10,28	9,46	8,96	8,45	8,01	7,57	6,75	6,06	5,36
VXT-95	11,17	10,79	9,91	9,27	8,64	8,14	7,63	N.A.	N.A.	N.A.
VXT-105	12,74	11,99	11,36	10,66	10,28	9,46	8,83	7,76	6,88	N.A.
VXT-120	15,02	14,38	13,69	13,06	12,43	11,73	11,17	10,09	9,08	8,08
VXT-135	17,35	16,53	15,65	14,95	14,32	13,56	12,93	11,55	10,35	9,27
VXT-150	18,36	17,41	16,34	15,46	14,64	13,88	13,19	11,73	10,41	N.A.
VXT-165	20,69	19,68	18,61	17,67	16,53	15,77	14,95	13,44	11,99	10,60
VXT-185	23,60	22,59	21,45	20,25	19,24	18,11	17,03	15,14	13,63	12,18

Dados Técnicos

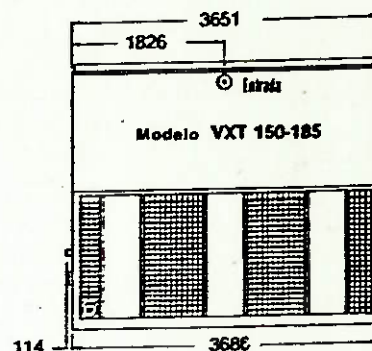
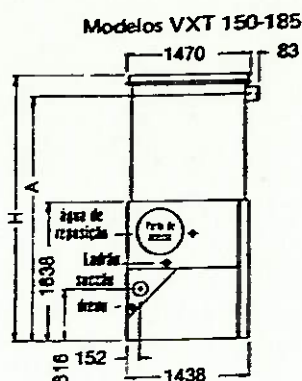
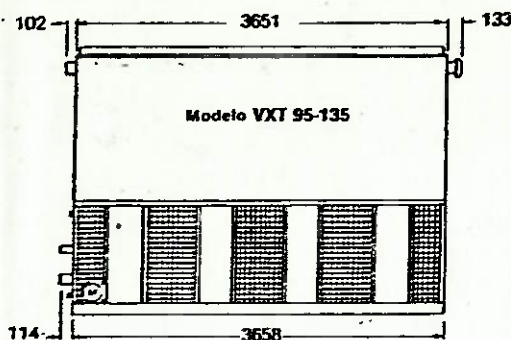
Modelos VXT 10 a VXT 185

Não usar para construção. Consulte a fábrica para dimensões exatas.

No interesse do aperfeiçoamento do produto, as especificações e dimensões estão sujeitas a mudança sem prévio aviso. Todas as dimensões em mm.



NOTA: Nos modelos VXT 10 e VXT 135, deve ser previsto espaço suficiente para entrada pelas portas de inspeção localizadas no lado oposto ao da aspiração de ar.



MODELO	PESOS (kg)			Vazão de ar (m³/s)	IHP Motor Ventilador	DIMENSÕES		Ø Entrada de água	Ø Saída de água	Ø Reposição
	Operação	Embarque	Seção mais pesada (Tanque)			A	H			
VXT 10	395	327	245	1,79	1 1/2	1775	1991	80	80	25
VXT 15	399	331	249	2,27	1 1/2	1775	1991	80	80	25
VXT 20	417	349	249	2,19	2	1775	1991	80	80	25
VXT 25	426	358	259	2,50	3	1775	1991	80	80	25
VXT 30	640	490	367	4,53	2	1775	1991	80	80	25
VXT 40	671	522	367	4,48	3	1775	1991	80	80	25
VXT 45	680	531	367	4,97	5	1775	1991	80	80	25
VXT 55	767	617	395	5,16	7 1/2	2245	2461	80	80	25
VXT 65	1025	717	476	7,22	7 1/2	1775	1991	100	100	25
VXT 70	1048	739	476	8,12	7 1/2	1959	2175	100	100	25
VXT 75	1111	802	476	8,02	7 1/2	2245	2461	100	100	25
VXT 85	1116	807	485	8,83	10	2245	2461	100	100	25
VXT 95	1225	889	576	11,04	10	1775	1991	100	100	25
VXT 105	1415	1080	576	10,90	10	2416	2632	100	100	25
VXT 120	1442	1107	603	12,58	15	2416	2632	100	100	25
VXT 135	1637	1302	699*	12,46	15	3089	3305	100	100	25
VXT 150	2155	1592	912	15,79	20	2842	3083	150	150	25
VXT 165	2300	1737	912	15,53	20	3299	3546	150	150	25
VXT 185	2504	1941	980*	16,94	25	3756	3997	150	150	25

Todas as conexões de 100 mm e menores são MPT. Conexões de 150 mm e maiores são chanfradas para soldagem. A potência dos motores dos ventiladores indicados, pressupõe pressão estática externa zero. Para operar contra pressão estática externa até 125 Pa, utilize o motor de potência imediatamente superior.

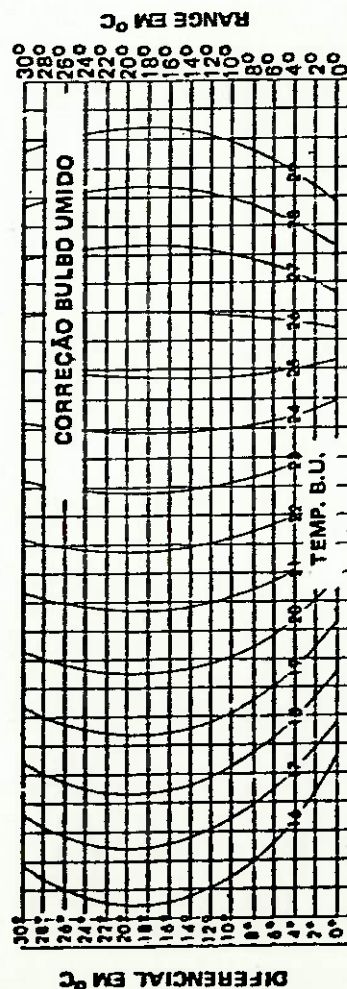
* Indica que a seção de troca é a mais pesada.

EXEMPLO DE SELEÇÃO

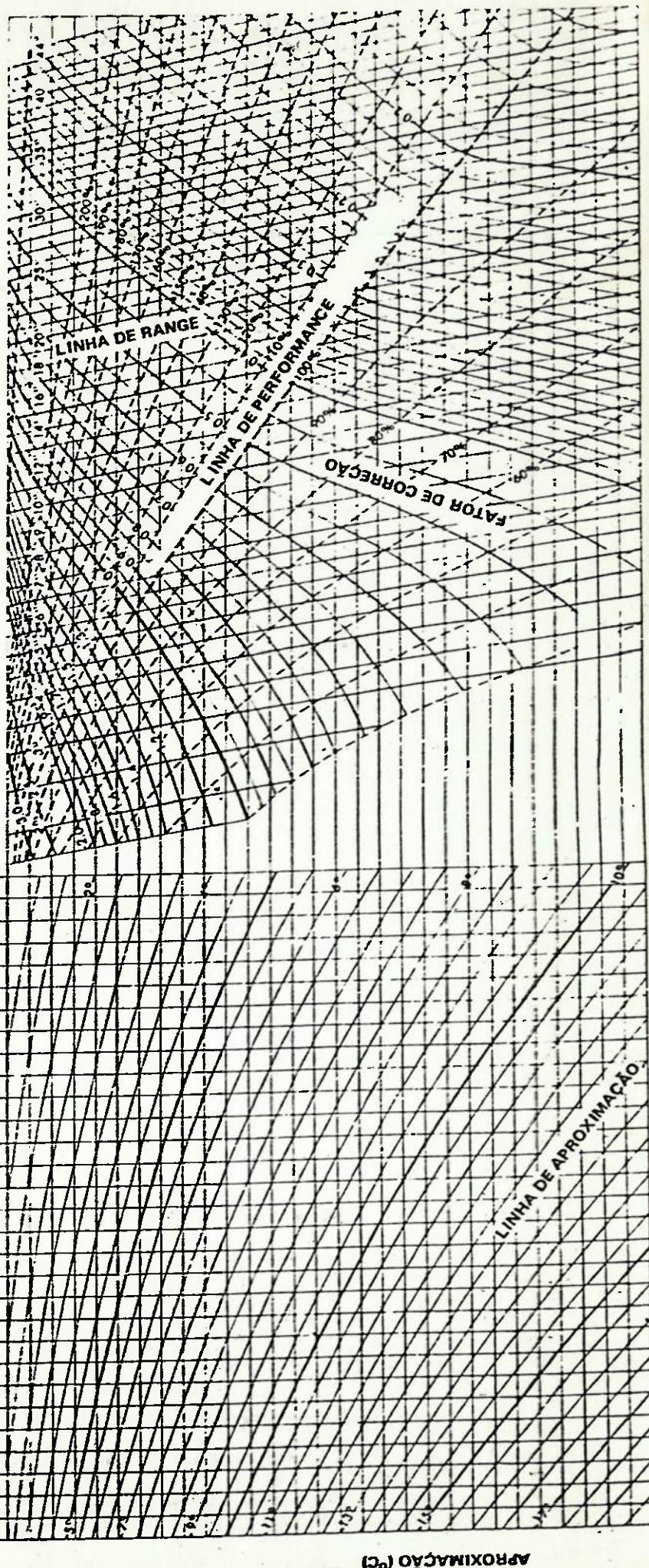
Obra _____ Data _____
 Vazão m³/h _____ Água de entrada _____ °C bulbo úmido _____ °C

- Determine o Diferencial de temperatura
 Diferencial = Temperatura de entrada da água - temperatura de saída da água =
- Determine a aproximação:
 Aproximação = Temperatura de saída da água -
 Temperatura de bulbo úmido =
- Calcule a carga térmica da Torre:
 Carga Térmica (Kcal/h) = Vazão (m³/h) . 1000 . diferencial (°C)
 ou
 Carga Térmica (TR) = $\frac{\text{Vazão (m}^3/\text{h)} \cdot 1000 \cdot \text{diferencial (}^\circ\text{C)}}{860}$
- Determine o Fator para correção da Carga Térmica
 Entre no gráfico 3 com o diferencial de temperatura em °C até a curva de temperatura de bulbo úmido em °C, neste ponto desça verticalmente para o setor de aproximação até cruzar a linha de aproximação deslizada, trace uma horizontal para o setor de fator de correção até atingir a linha do diferencial desejado, neste ponto leia o fator de correção.
- Determine a carga corrigida multiplicando a carga térmica pelo fator de correção.
- Selecione a torre de resfriamento
 Entrando no gráfico 4 com a vazão em m³/h e a carga térmica corrigida.

NOTA: Sempre selecione a unidade cujo modelo se encontra acima do ponto de interseção da vazão e da carga térmica corrigida.



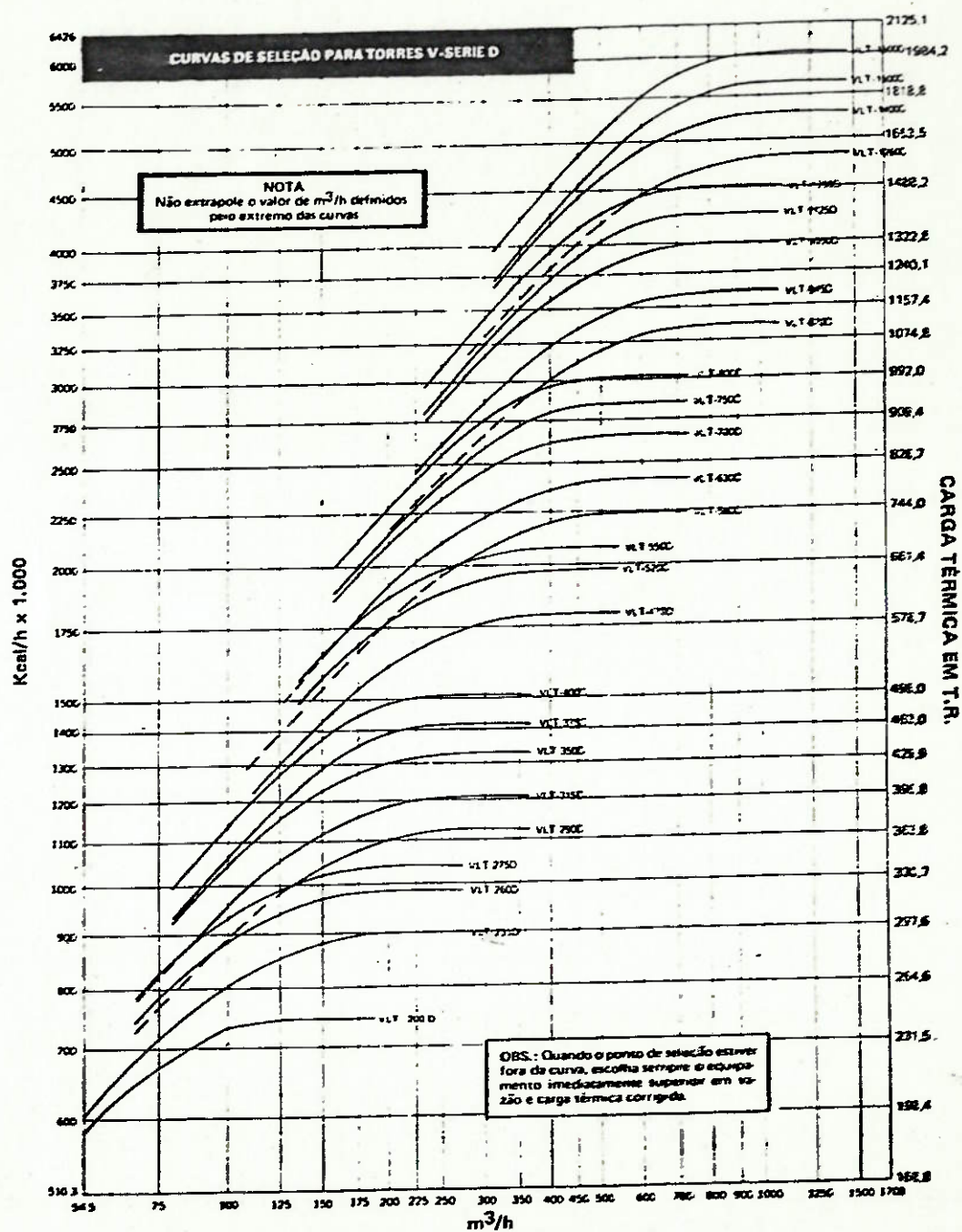
RANGE EM °C



APROXIMAÇÃO (°C)

Curvas de Seleção para Torres - VL - Serie D - (Gráfico 4)

VLT 200 D - 1600 D

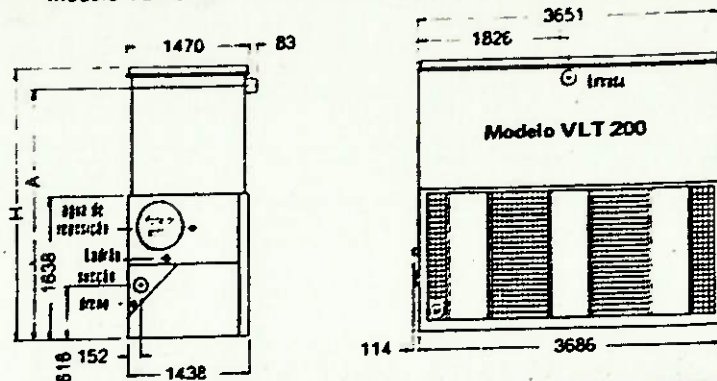


Modelos Dimensionais

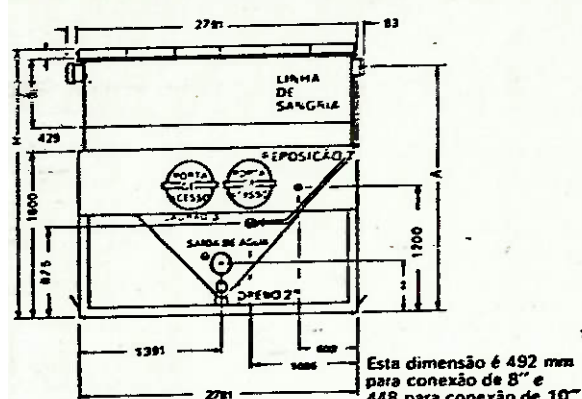
Usar os valores para construção. Referir-se aos desenhos dimensionais de fábrica. No interesse de aperfeiçoamento do produto, especificações e dimensões estão sujeitas a alterações sem aviso prévio.

MODELO COM VENTILADOR DE UM SÓ LADO

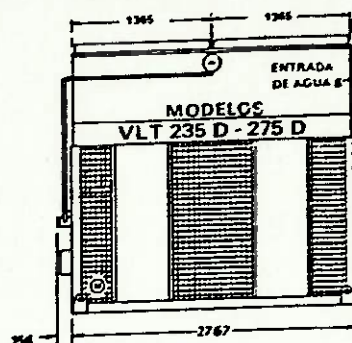
Modelo VLT 200



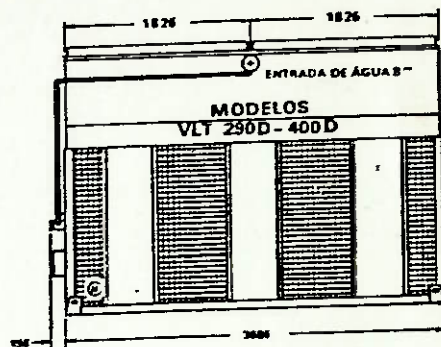
MODELOS COM VENTILADOR DOS DOIS LADOS



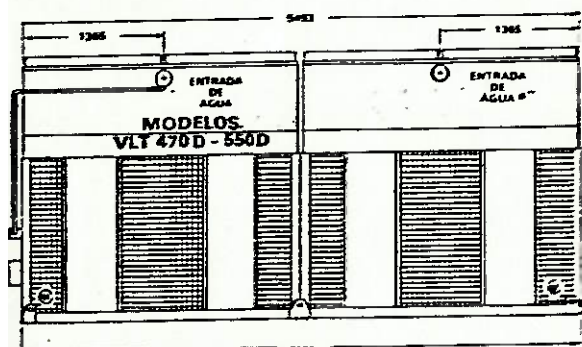
ELEVAÇÃO LATERAL
Típica p/ todos os Modelos



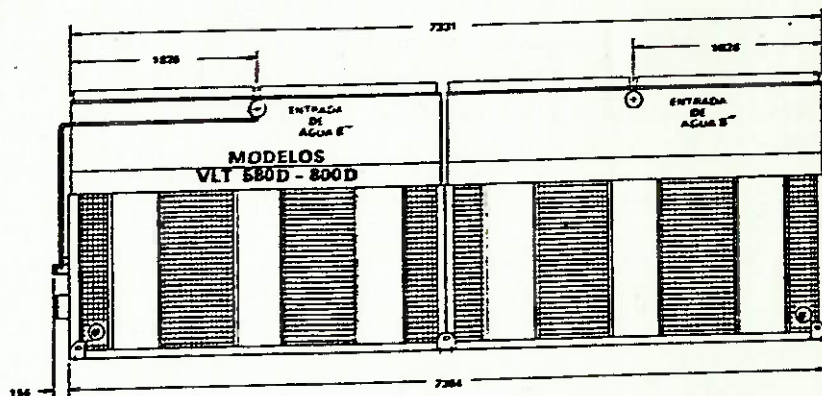
ELEVAÇÃO FRONTAL



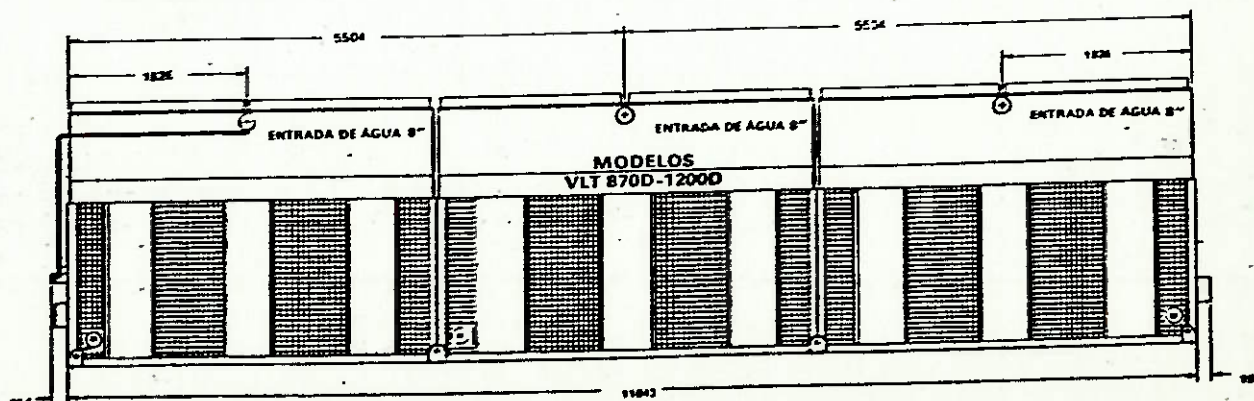
ELEVAÇÃO FRONTAL



ELEVAÇÃO FRONTAL

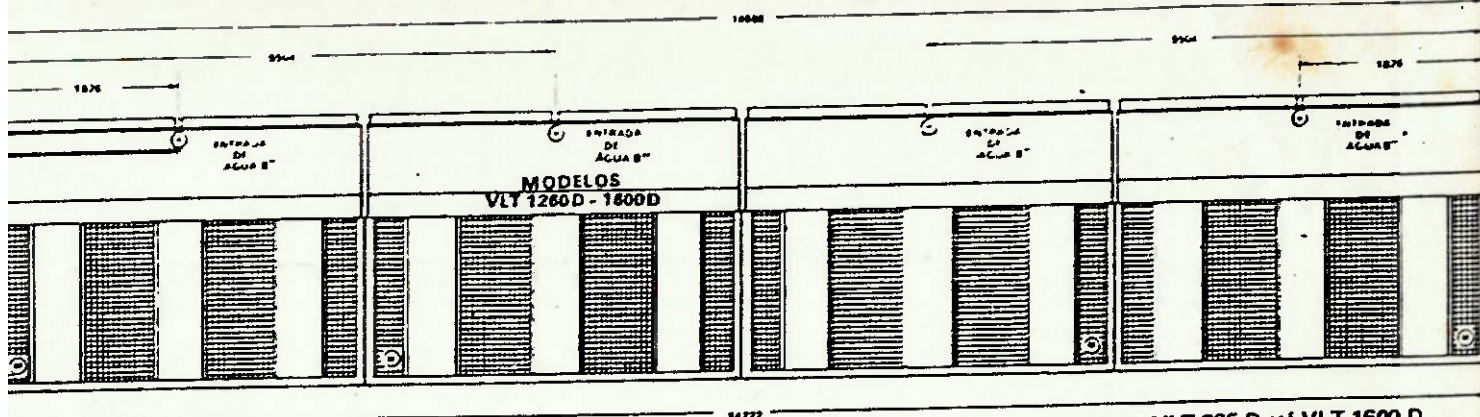


ELEVAÇÃO FRONTAL



ELEVAÇÃO FRONTAL

MODELO COM VENTILADOR DOS DOIS LADOS.



ELEVACÃO FRONTAL

⊙ - indica posição do motor.

Os modelos VLT 235 D até VLT 1600 D, têm motores de ambos os lados.

Dados Técnicos para as torres da linha VL.

PESOS kg.				MOTOR DO VENTILADOR (HP)						DIMENSÕES (mm)			CONEXÃO DE SAÍDA DE ÁGUA	CONEXÃO DE ÁGUA DE REPOSIÇÃO
MODELO N.º	PESO DE EMBARQUE	PESO OPERACIONAL	SEÇÃO MAIS PESADA	M 3/h VAZÃO DE AR	PRESSÃO ESTÁTICA					A	B	H		
					0"	1/8"	1/4"	3/8"	1/2"					
VLT-200D	2032	2522	1139	65450	25	30	30	30	30	3756	—	3997	6"	2"
VLT-235D	2477	3234	1647	79730	2-15	2-20	2-20	2-20	2-20	2909	1045	3163	8"	2"
VLT-260D	2681	3438	1647	86020	2-15	2-20	2-20	2-20	2-20	3366	1502	3620	8"	2"
VLT-275D	2708	3465	1674	91120	2-20	2-25	2-25	2-25	2-25	3366	1502	3620	8"	2"
VLT-290D	3248	4300	2182	110500	2-15	2-20	2-20	2-20	2-20	2909	1045	3163	8"	2"
VLT-315D	3279	4332	2214	117980	2-20	2-25	2-25	2-25	2-25	2009	1045	3163	8"	2"
VLT-350D	3547	4599	2214	120020	2-20	2-25	2-25	2-25	2-25	3366	1502	3620	8"	2"
VLT-375D	3828	4881	2214	123930	2-20	2-25	2-25	2-25	2-25	3824	1959	4078	8"	2"
VLT-400D	3928	4958	2313	130900	2-25	2-30	2-30	2-30	2-30	3824	1959	4078	8"	2"
VLT-470D	4663	6251	2998	159460	4-15	4-20	4-20	4-20	4-20	2909	1045	3163	8"	2"
VLT-520D	5067	6654	2998	172040	4-15	4-20	4-20	4-20	4-20	3666	1502	3620	8"	2"
VLT-550D	5121	6709	3053	182240	4-20	4-25	4-25	4-25	4-25	3666	1502	3620	8"	2"
VLT-580D	6169	8346	4032	221000	4-15	4-20	4-20	4-20	4-20	2909	1045	3163	10"	2-2"
VLT-630D	6228	8405	4091	232560	4-20	4-25	4-25	4-25	4-25	2909	1045	3163	10"	2-2"
VLT-700D	6768	8945	4091	240040	4-20	4-25	4-25	4-25	4-25	3366	1502	3620	10"	2-2"
VLT-750D	7335	9512	4091	247860	4-20	4-25	4-25	4-25	4-25	3824	1959	4078	10"	2-2"
VLT-800D	7525	9702	4282	261800	4-25	4-30	4-30	4-30	4-30	3824	1959	4078	10"	2-2"
VLT-870D	9181	12456	5974	331500	6-15	6-20	6-20	6-20	6-20	2909	1045	3163	2-10"+	2-2"
VLT-945D	9267	12542	6060	348840	6-20	6-25	6-25	6-25	6-25	2909	1045	3163	2-10"+	2-2"
VLT-1050D	10074	13349	6060	360060	6-20	6-25	6-25	6-25	6-25	3366	1502	3620	2-10"+	2-2"
VLT-1125D	10923	14197	6060	371790	6-20	6-25	6-25	6-25	6-25	3824	1959	4078	2-10"+	2-2"
VLT-1200D	11213	14488	6350	392700	6-25	6-30	6-30	6-30	6-30	3824	1959	4078	2-10"+	2-2"
VLT-1260D	12238	16665	7965	465120	8-20	8-25	8-25	8-25	8-25	2909	1045	3163	2-10"	2-2"
VLT-1400D	13317	17745	7965	480080	8-20	8-25	8-25	8-25	8-25	3366	1502	3620	2-10"	2-2"
VLT-1500D	14447	18874	7965	495720	8-20	8-25	8-25	8-25	8-25	3824	1959	4078	2-10"	2-2"
VLT-1600D	14832	19260	8351	523600	8-25	8-30	8-30	8-30	8-30	3824	1959	4078	2-10"	2-2"

NOTAS:

1. Pressão dos bocais aproximadamente 0,35 Kg/cm² na entrada do distribuidor em todas as unidades.
2. Todas as conexões inferiores e iguais a 4" são BSPT. Conexões iguais e acima de 6" são apropriados para solda.
3. As disposições standard para as conexões são as indicadas. Variações poderão ser obtidas sob pedidos.
4. Quando a torre operar com tanque remoto a conexão de saída deverá ser superdimensionada. Neste caso a válvula para água de reposição e filtro, standard, são omitidos.
5. Para aplicações internas, a sala pode ser usada como plenum, conectando-se um duto à descarga da unidade. Neste caso o tanque ventilador deve ser totalmente fechado.
6. Localização standard para motores são as indicadas. Modelo com ventilador de um só lado, VLT 200D têm um único motor. Modelos VLT-235D a VLT 1600D têm motores de ambos os lados.
7. Consulte a BAC para acessórios opcionais disponíveis.

Especificações Técnicas para Torres de Resfriamento VX e VL

TORRE DE RESFRIAMENTO - Fornecer e instalar, como indicam os desenhos, _____ torre(s) de resfriamento montada(s) na fábrica do tipo contra corrente.

Os conjuntos de ventiladores centrífugos, devem ser incorporados ao tanque sendo todos os componentes móveis montados e alinhados na fábrica. A(s) torre(s) deve(m) ter defletores internos para permitir uma operação independente das diversas seções de ventiladores. A aspiração de ar deve ser _____

O conjunto deve ser executado em aço galvanizado por imersão à quente com todas as extremidades cortadas, protegidas por composto rico em zinco. Adicionalmente, um revestimento de cromato de zinco aluminizado deve ser aplicado após a montagem final na fábrica, fornecendo uma proteção suplementar à corrosão.

CAPACIDADE - A(s) torre(s) deve(m) ter capacidade suficiente para resfriar _____ l/s de água de _____ °C para _____ °C, com _____ °C de temperatura de bulbo úmido na entrada de ar. A(s) torre(s) deve(m) operar contra _____ Pa de pressão estática externa.

SEÇÃO TANQUE/VENTILADOR - A seção combinada tanque/ventilador deve ser construída em aço galvanizado por imersão à quente com ventiladores centrífugos montados no lado inclinado do tanque. Os ventiladores e os motores devem estar localizados na entrada de ar seco para maior facilidade de manutenção e durabilidade.

Os acessórios standard devem incluir portas de inspeção circulares, filtros de aço galvanizados por imersão à quente com orifícios perfurados menores do que os orifícios dos bocais pulverizadores, defletor anti-cavitação para evitar a arraste de ar e válvula de reposição em latão com bóia plástica de grande diâmetro e fácil regulagem.

Os ventiladores centrífugos de pás curvadas para a frente devem ser estática e dinamicamente balanceados. As volutas devem ter anéis aerodinâmicos projetados especialmente para permitir uma sucção de ar uniforme e difusores retangulares na descarga para aumentar a eficiência do ventilador e evitar a entrada de água nos mesmos. Os ventiladores devem ser montados em eixos de aço apoiados em rolamentos auto alinháveis apropriados para serviço pesado.

MOTORES E TRANSMISSÃO - O(s) motor(es) dos ventiladores devem ser à prova de pingos com fator de serviço 1.15, com _____ HP a _____ rpm. O(s) motor(es) deve(m) ser apropriado(s) para serviço externo e operação em _____ volts, _____ hertz, _____ fases. Cada motor deve ser montado em uma base facilmente ajustável, localizada sob a parte inclinada do tanque, protegido contra intempéries.

A transmissão por correias trapezoidais será calculada para não menos que 150% da potência nominal do motor.

A transmissão e todos os componentes móveis serão protegidos por painéis e telas de aço galvanizado por imersão à quente, removíveis.

SEÇÃO DE TROCA - A(s) seção(ões) de troca de calor deve(m) ser removível (eis) da seção tanque/ventilador para facilitar a acoplagem. Cada seção consistirá de um enchimento com perfil ondulado situado abaixo do sistema de distribuição de água, do tipo de pulverização, todo o conjunto sendo protegido por painéis de aço galvanizado por imersão à quente, com eliminadores removíveis no topo. O enchimento deve ser constituído de chapas onduladas de PVC auto-extinguível com espessura de 0,5 mm, tendo um grau de propagação de chama de 25 conforme norma ASTM E-84 sendo imune à degradação, deteriorização e ataque biológico. As placas devem ser aprovadas e sua performance confirmada pelo fabricante da torre de resfriamento de modo a assegurar uma única fonte de responsabilidade para o produto final.

DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA - A água deve ser distribuída uniformemente sobre todo o enchimento por um sistema de pulverização formado por um coletor em aço galvanizado por imersão à quente e ramais providos de bocais plásticos com orifício mínimo de 19 x 8 mm. Os ramais e os bocais plásticos devem ser fixados através de anéis de borracha tensionada permitindo uma desmontagem rápida para inspeção e limpeza.

O coletor deve ser provido de conexão para manômetro.

ELIMINADORES - Os eliminadores devem ser executados em aço galvanizado por imersão à quente com revestimento adicional em cromato de zinco aluminizado e construídos em seções, para facilitar o manuseio. Devem ter um mínimo de três deflexões e ângulo de saída tal que direcione a descarga de ar para longe dos ventiladores.

DIMENSÕES - As dimensões da unidade não devem exceder aproximadamente _____ mm x _____ mm com a altura não excedendo _____ mm. O peso operacional não deve exceder _____ Kg. A torre de resfriamento deve ser Modelo BAC _____



Baltimore Aircoil

Subsidiária da Merck & Co., Inc.

FÁBRICAS E CENTROS DE COMERCIALIZAÇÃO.

BALTIMORE AIRCOIL INTERNATIONAL, Industriepark, B-3100 Heist-op-den-Berg, Belgium

BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, INC., P.O. Box 7322, Baltimore, Maryland 21227, U.S.A.

BALTIMORE AIRCOIL OF CALIFORNIA, P.O. Box 960, Madera, California 93637, U.S.A.

BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, INC., Midwest Division, Route 2, P.O. Box 7, Paxton, Illinois 60957, U.S.A.

BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, INC., Milford Plant, P.O. Box 402, Milford, Delaware 19963, U.S.A.

BALTIMORE AIRCOIL OF CANADA, 35 Sinclair Avenue, Georgetown, Ontario, Canada

BALTIMORE AIRCOIL (AUSTRALIA) PTY., LIMITED, P.O. Box 42, Milperra, N.S.W., 2214, Australia

BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, S.A. (PTY.) LTD., P.O. Box 88, Phulpudi 7781, Capetown, Republic of South Africa

BALTIMORE AIRCOIL LTDA., Caixa Postal 202, 09500 Diadema, São Paulo, Brazil, Telex 0114310 - Tel. (011) 445-1022

BAC JAPAN CO., LTD., Toyo Bldg., 2-20-19 Yoyogi, Shibuya-ku, Tokyo 151, Japan

BAC-PRITCHARD, INC., P.O. Box 7322, Baltimore, Maryland 21227, U.S.A.

PACIFIC PUMPING COMPANY, P.O. Box 12924, Oakland, California 94604, U.S.A.